UNIVERSITÉ DE STRASBOURG - FACULTÉ DES SCIENCES

N° D'ORDRE : 2.

SÉRIE E.

THÈSE

PRÉSENTÉE

À LA FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE STRASBOURG

POUR OBTENIR

LE DIPLÔME D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

P. ZEHNLÉ

INGÉNIEUR

L'utilisation énergétique des hydrocarbures

Soutenue le 1938 devant la Commission d'examen.

JURY : MM. H. WEISS, *président;*
L. NÉEL, *examinateur;*
G. HUGEL, *examinateur;*
DUMANOIS, *examinateur.*

PARIS

IMPRIMERIE NATIONALE

1938

UNIVERSITÉ DE STRASBOURG — FACULTÉ DES SCIENCES

N° D'ORDRE : 2.

SÉRIE E.

THÈSE

PRÉSENTÉE

À LA FACULTÉ DES SCIENCES

DE L'UNIVERSITÉ DE STRASBOURG

POUR OBTENIR

LE DIPLÔME D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

P. ZEHNLÉ

INGÉNIEUR

L'utilisation énergétique des hydrocarbures

Soutenue le 1938 devant la Commission d'examen.

22 MARS 1939

JURY : MM. H. WEISS, *président;*
L. NÉEL, *examinateur;*
G. HUGEL, *examinateur;*
DUMANOIS, *examinateur.*

PARIS

IMPRIMERIE NATIONALE

1938

FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE STRASBOURG.

Doyen.....	A. DANJON, professeur d'astronomie.	
Doyen honoraire..	E. BATAILLON.	
Professeurs honor^{res}	E. CHATTON, E. ESCLANGON, M. FRÉCHET, H. GAULT, M. GIGNOUX, L. HACKSPILL, E. DE MARGERIE, G. RIBAUD, E. TOPSENT, G. VALIRON, H. VILLAT. P. WEISS.	
Professeurs.....	E. ROTHÉ.....	Physique du globe.
	H. OLLIVIER.....	Physique générale.
	C. HOUARD.....	Botanique.
	E. TERROINE	Physiologie générale.
	J. DE LAPPARENT....	Minéralogie et pétrographie.
	R. THIRY.....	Mécanique rationnelle.
	G. CERF.....	Analyse supérieure.
	G. DUBOIS.....	Géologie et paléontologie.
	P. FLAMANT.....	Calcul différentiel et intégral.
	E. CORNEC.....	Chimie générale.
	P. DE BEAUCHAMP...	Zoologie et anatomie comparée.
	L. BOUNOURE.....	Biologie générale.
	R. ROMANN.....	Chimie minérale et chimie phys.
	G. FOEX.....	Physique expérimentale.
	A. KIRRMANN.....	Chimie organique.
	H. CHERMEZON.....	Botanique.
	H. CARTAN	Mathématiques générales.
	H. WEISS	Physico-chimie des hydrocarb.
	L. NÉEL.....	Physique générale.
	N.....	Physique du globe.
	G. HUGEL	Chimie du pétrole.
	R. BONNET	Physique et chimie biologiques.
	R. HOCART	Minéralogie.
Maîtres de conférences.....	CH. STAEHLING.....	Chimie appliquée.
	J. MARESQUELLE...	Botanique.
	A. CHRÉTIEN.....	Chimie minérale.
	A. ROUSSEL	Mathématiques générales.
	H. FORESTIER.....	Chimie.
	A. WEIL.....	Mathématiques.
	J. ROTHÉ	Physique du globe.
	CH. SADRON.....	Physique générale.
	E. WOLFF.....	Biologie générale.
	PH. L'HÉRITIER.....	Zoologie.
	J. YVON.....	Physique mathématique.
	L. CAGNIARD	Physique du globe.
Secrétaire.....	F. PIPERAUD.	

R. UNIV.
BIBLIOTHEEK
LEIDEN

EN SOUVENIR DE MON PÈRE

À MA MÈRE

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41548002_0072

À MA CHERE VONNY

L'UTILISATION ÉNERGÉTIQUE

DES HYDROCARBURES

SOMMAIRE

Avant-propos..... 11

PREMIÈRE PARTIE.

LES VAPEURS D'HYDROCARBURES, VÉHICULES D'ÉNERGIE.

Chapitre I. Considérations générales sur la thermodynamique des cycles énergétiques..... 15

Chapitre II. Le Butane et le Pentane dans les machines motrices.

A. Introduction..... 31
B. Caractéristiques théoriques des gaz de pétroles..... 31
1° Caractéristiques générales..... 32
2° Fonctions caractéristiques thermodynamiques..... 33
3° Volumes spécifiques de la vapeur saturée..... 36
4° Chaleur totale et chaleur latente de vaporisation..... 39
5° Diagrammes entropiques..... 45
6° Discussion des diagrammes entropiques..... 51
7° Pressions et températures plus élevées que les valeurs critiques..... 54
8° Rendements possibles..... 54
9° Stabilité des hydrocarbures..... 56
C. Applications pratiques..... 58
D. Conclusions théoriques..... 60
E. Cas concrets.
1° Amélioration du rendement d'un groupe moteur à gaz H. F..... 60
2° Applications primaires..... 64
3° Combinaison de la production de force et de la production de chaleur..... 66

Chapitre III. La pompe de chaleur.

A. Bases du problème..... 68
1° Raisons du choix du butane..... 68
2° Évolution du cycle..... 69
3° Cycle pratique..... 69
4° Rendements pratiques..... 71
5° Application au chauffage électrique..... 71
6° Prix de revient du chauffage..... 72
B. Essais pratiques..... 72
1° But des essais..... 72
2° Essais à l'École nationale supérieure du pétrole..... 73
C. Résultats et conclusions..... 77

DEUXIÈME PARTIE.

LES MACHINES À UTILISATION DESTRUCTIVE OU MOTEURS À COMBUSTION INTERNE.

CHAPITRE I. Les machines à pistons.

1° Les cycles classiques..... 81
2° Amélioration des cycles de Beau de Rochas et de Diesel. 84

CHAPITRE II. Turbines à gaz.

A. Considérations générales..... 94
B. Turbines à combustion sous pression constante.

1° Machines à compression adiabatique..... 96
2° Machines à compression isothermique..... 100
3° Machines avec récupération ou régénération..... 103

C. Turbines à explosion..... 108
D. Les solutions de Nernst

1° Études des propositions de Nernst..... 110
2° Amélioration du cycle de Nernst..... 115

a. Précompression adiabatique..... 116
b. Précompression isothermique..... 119
c. Récupération et régénération..... 125

CONCLUSION..... 137

AVANT-PROPOS.

L'utilisation destructive — la combustion — des hydrocarbures est connue depuis fort longtemps. L'emploi des moteurs à explosion nous est si familier que plus personne n'ignore le rôle énergétique joué par le carburant. Il n'en est pas de même pour les utilisations des hydrocarbures en tant que véhicules d'énergie. Seuls de rares spécialistes de l'industrie du froid connaissent quelques propriétés de certains hydrocarbures, et y ont eu recours dans des cycles de machines frigorifiques. Mais il semble que personne jusqu'à ce jour n'ait analysé toutes les possibilités offertes par les constituants légers des pétroles, vu le manque de données numériques permettant d'entreprendre une étude à ce sujet.

Cette thèse a pour but, premièrement de combler cette lacune, deuxièmement de rappeler aux ingénieurs que les utilisations destructives pour la production d'énergie demeurent ridiculement déficitaires.

Dans la première partie de ce travail, nous analyserons les différents cycles pouvant utilement fonctionner au moyen de gaz de pétrole comme véhicules d'énergie; dans la seconde partie, nous passerons en revue les rendements des moteurs à explosion ou à combustion interne, en proposant quelques solutions — présumées inédites — pour améliorer ces rendements.

Dans la deuxième partie, une importante place sera réservée à l'étude théorique de la turbine à gaz. Si les tentatives de réalisation pratique dans ce domaine n'ont pas manqué, les résultats furent décevants, malgré l'importance des sommes dépensées. Nous serions heureux si nous avions pu réussir à jeter quelques lueurs nouvelles sur ce problème aussi passionnant qu'utile.

PREMIÈRE PARTIE

LES VAPEURS D'HYDROCARBURES

VÉHICULES D'ÉNERGIE

CHAPITRE PREMIER.

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES
SUR LA THERMODYNAMIQUE DES CYCLES ÉNERGÉTIQUES.

Les lois fondamentales de la thermodynamique ont été primitivement établies pour des gaz parfaits. Les développements mathématiques, qui sont à leur base, leur assignent cependant une signification si générale qu'elles sont valables pour tous les corps, à condition toutefois de ne pas confondre les théories générales avec les cas particuliers.

Deux théorèmes principaux forment toute l'ossature de la thermodynamique.

Le premier dit sous sa forme la plus simple : « Toute énergie mécanique est intégralement transformable en chaleur. » Il en résulte un équivalent déterminé expérimentalement et qui est de 427 kgm. par cal. Ce théorème n'est autre chose qu'une déduction du principe beaucoup plus général de la conservation de l'énergie.

Il présente deux lacunes qui apparaissent dès que l'on considère l'échange de chaleur entre deux corps de températures différentes, parce qu'il n'exprime que l'équivalence entre la quantité de chaleur cédée par l'un des deux corps et celle absorbée par l'autre.

1. Il ne donne aucune indication quant à la direction dans laquelle cet échange de chaleur a lieu.

2. Il ne définit d'aucune façon la notion de température. Cette lacune est comblée par le *deuxième théorème* de la thermodynamique, qui peut être formulé de différentes façons; l'une d'elles, la plus précise et la plus générale, dit : « Par aucun moyen, il n'est possible de renverser intégralement un phénomène dans lequel de la chaleur est produite par frottement. » Une autre définition,

dont la portée cependant n'est pas générale, mais qui correspond particulièrement bien aux phénomènes intéressant les ingénieurs, peut être présentée comme suit :

La transformation d'énergie mécanique en chaleur e t possible intégralement. Le contraire, c'est-à-dire la transformation de chaleur en énergie mécanique n'est possible que partiellement et de telle sorte que dès qu'une certaine quantité de chaleur a pu être transformée en travail, une autre quantité correspondante de chaleur est soumise à une autre transformation, par exemple au passage d'une température supérieure à une température inférieure.

Le travail mécanique qui peut être obtenu au moyen de chaleur, dépend des limites de température entre lesquelles le système évolue. Le rendement maximum a été indiqué la première fois par Carnot dans son célèbre théorème. Il ressort à :

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1},$$

Établi pour un gaz parfait, évoluant suivant le cycle : Détente adiabatique, compression isothermique, compression adiabatique, détente isothermique, fonctionnant d'une manière rigoureusement réversible, ce rendement optimum subsiste pour tous les corps. Seule l'irréversibilité des cycles pratiques et le degré de l'irréversibilité amoindrissent les rendements optima.

La représentation de ces cycles énergétiques se fait de la manière la plus commode graphiquement au moyen d'un diagramme tracé dans un système de coordonnées, ayant pour abscisse l'entropie et pour ordonnée la température absolue. L'entropie est une fonction d'état du corps, représentée par la formule

$$S = \int \frac{dQ}{T}$$

et primitivement choisie d'une façon arbitraire uniquement dans le but de faciliter la représentation mathématique des échanges de chaleur et d'énergie. Cette fonction a cependant une portée beaucoup plus générale, puisqu'elle donne en réalité une échelle pour le degré de dégradation de la chaleur et parce qu'elle permet de donner une interprétation universelle du deuxième principe de la thermodynamique.

Le cycle de Carnot se présente dans le diagramme entropique T — S comme suit :

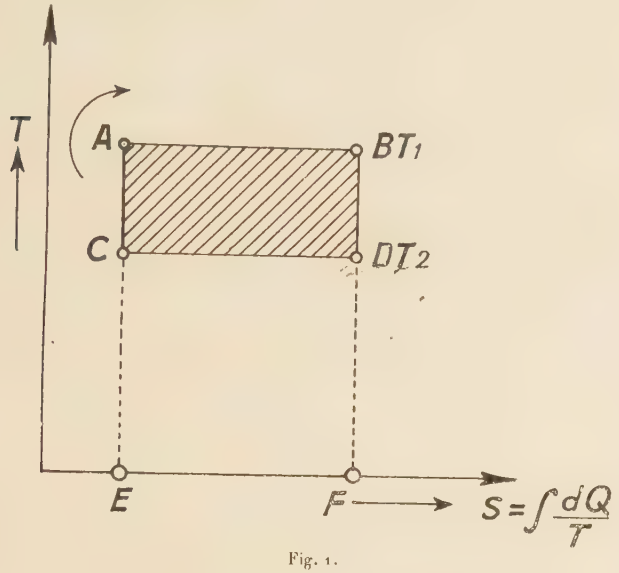


Fig. 1.
BD. Détente adiabatique. — DC. Compression isothermique.
CA. Compression adiabatique. — AB. Détente isothermique.

La transformation adiabatique, c'est-à-dire sans échange de chaleur, est représentée dans ce diagramme par une verticale

$$\frac{dQ}{T} \text{ étant} = 0 \text{ ou } S = \int \frac{dQ}{T} \text{ const.}$$

pendant toute la durée de cette transformation.

Les quantités de chaleur apportées pendant les transformations isothermiques (elles-mêmes représentées par des horizontales) sont indiquées par des surfaces : La quantité de chaleur cédée sur le parcours AB par la source supérieure de chaleur est représentée par la surface A-B-E-F, la quantité de chaleur restituée à la source inférieure par C-D-E-F.

Il s'ensuit immédiatement que la quantité de chaleur Q_1, mise en œuvre à la température T_1 est :

$Q_1 = Q_2 + A$ si A est la chaleur transformée en travail et le rendement

$$\eta = \frac{A}{Q} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1},$$

L'instrument spécial forgé pour le bon entendement de ces théories, l'entropie, a été malgré son abstraction, d'une fécondité extraordinaire pour les ingénieurs dont la tâche a été l'industrialisation de la production de force au moyen de chaleur. Le diagramme entropique T — S de Clausius est l'outil type dont se servent tous les spécialistes tant dans leurs recherches que pour les réalisations concernant les machines thermiques. Sa forme moderne, le diagramme de Mollier, *i-s* qui donne les chaleurs totales, (enthalpie) en fonction de l'entropie, rend des services inestimables dans le calcul des aubages des turbines à vapeur.

Ces diagrammes tracés une fois pour toutes pour chaque corps permettent aisément de suivre tous les cycles pratiques.

Malgré leurs avantages manifestes, des diagrammes entropiques n'ont été dessinés que pour un nombre excessivement restreint de corps, uniquement ceux qui présentaient un intérêt direct pour les techniciens. Des travaux de laboratoire de Knoblauch à Munich et à la Forschungsanstalt de Berlin et indépendamment d'eux du laboratoire de recherches de la General Electric à Schenectady, ont donné peu à peu les courbes précises pour la vapeur d'eau. A l'heure actuelle elles existent pour toutes les pressions jusqu'à la pression critique et des températures jusqu'à 500° C. Ces déterminations ont duré plus de 30 ans.

La figure suivante donne l'allure générale du diagramme T — S pour la vapeur d'eau. Différents cycles pratiques de machines à vapeur (turbines) y ont été tracés. Il convient de les discuter et d'expliquer pour quelles raisons ils dévient si considérablement des cycles idéaux représentés par les rectangles circonscrits (pointillés) :

a. Cycle : 6 atm. abs. 1 atm. abs. $T_1 = 273 + 160°$ C.
$T_2 = 273 + 100°$ C.

L'évolution a lieu totalement dans la zone humide et touche la limite sur les lignes de saturation. Le rendement thermique théorique se rapproche sensiblement de celui de Carnot. Le cycle est cependant assez différent de celui de Carnot, parce qu'il s'exerce sur des vapeurs saturées ou non, au lieu de gaz parfaits et même sur des phases différentes, coexistantes. La détente adiabatique, commencée en un point de saturation, aboutit dans la zone humide; la compression isothermique est remplacée d'une manière

équivalente par une condensation ; ces deux opérations aboutissent aux mêmes résultats que le cycle de Carnot, mais la compression adiabatique est remplacée par la mise en charge du liquide condensé (sa réalimentation) et il est impossible de comprimer, du moins à la pression de marche du générateur, le liquide jusqu'à la température de détente isothermique. Il s'en suit nécessairement un échange de chaleur à différence de température impor-

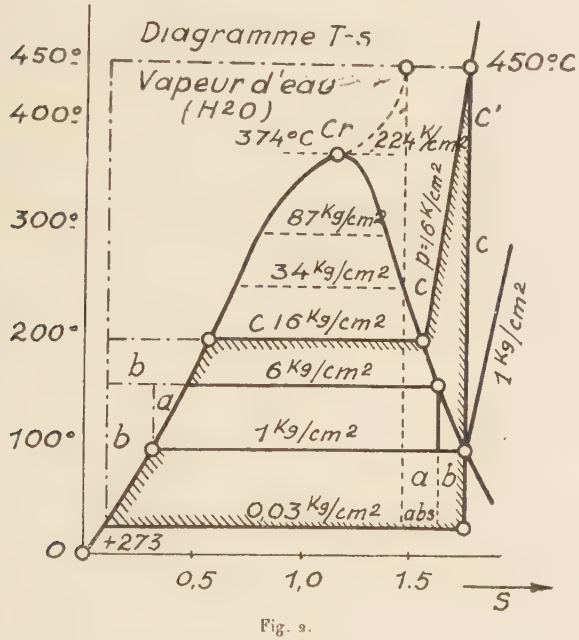


Fig. 9.

tante entre la source supérieure de chaleur (T_1) et le liquide à amener à la température de vaporisation. La détente isothermique est par contre partiellement conforme à l'évolution du cycle théorique.

De cette analyse il ressort que les rendements théoriquement possibles se rapprochent des rendements de Carnot, à mesure que l'on abaisse les écarts de température, mais avec la diminution de $T_1 - T_2$, les valeurs absolues baissent de plus en plus, ce qui va à l'encontre du but à atteindre. D'autre part, l'aboutissement de l'expansion dans la zone humide crée des pertes de rendements

dans les parties basse pression des turbines, par suite des gouttelettes occasionnant des frottements. Enfin, il y a lieu de ne pas perdre de vue que dans la plupart des cas, les gaz de chauffage (gaz de combustion) ont des températures qui sont des multiples de celles des vapeurs produites; de beaucoup meilleurs rendements devraient donc être possibles.

b. Cycle = 6 atm. abs. 0,03 atm. abs. (marche av. condensateur).

Ce cycle est semblable au précédent, sauf que la température de la source inférieure de chaleur est abaissée sensiblement. Le rendement thermique théorique est encore abaissé par rapport au rendement de Carnot, mais ce rendement thermique est meilleur, pris d'une façon absolue.

Les mêmes cycles *a.* et *b.* pourraient être conduits avec des températures et pressions beaucoup plus élevées. Cela se fait couramment, mais les moyens industriels actuels ne permettent guère de dépasser 45 atm., si l'on ne veut pas tomber dans des complications presque insurmontables de l'appareillage, notamment du côté générateur.

c. Cycle = 16 atm. abs. 400°.

La surchauffe de la vapeur permet un gain de rendement, mais de nouveau en sacrifiant une tranche supplémentaire du rendement de Carnot. En effet, le cycle suivi ne permet aucunement d'opérer la détente isothermique (vaporisation) à une température différente de la pression de marche de la chaudière et le gain absolu ne réside que dans la pointe de surchauffe. Seule, la vaporisation sous pression critique, suivie de surchauffe, permettrait d'échapper partiellement à cette opération déficiente, mais au prix de difficultés pratiques énormes. La chaudière Benson (Siemens) a fonctionné dans ces conditions, mais malgré des efforts matériels et techniques des plus louables, il n'a pas été possible d'en industrialiser les applications.

Des diagrammes analogues ont été dressés pour l'air et les gaz de combustion, pour l'acide carbonique, l'acide sulfureux et l'ammoniaque. Ils manquent de précision et sont extrapolés pour une partie importante.

Enfin Rey a essayé de faire certaines déterminations pour le pétrole lampant (dont il avait besoin pour la mise au point de

foyers incandescents pour phares maritimes) et dans les dernières années des ingénieurs américains ont commencé à dresser des diagrammes entropiques du propane et du butane, des Allemands du benzène et du toluène, sans que les courbes n'aient été dessinées jusqu'à des températures élevées et avec toute la précision désirable.

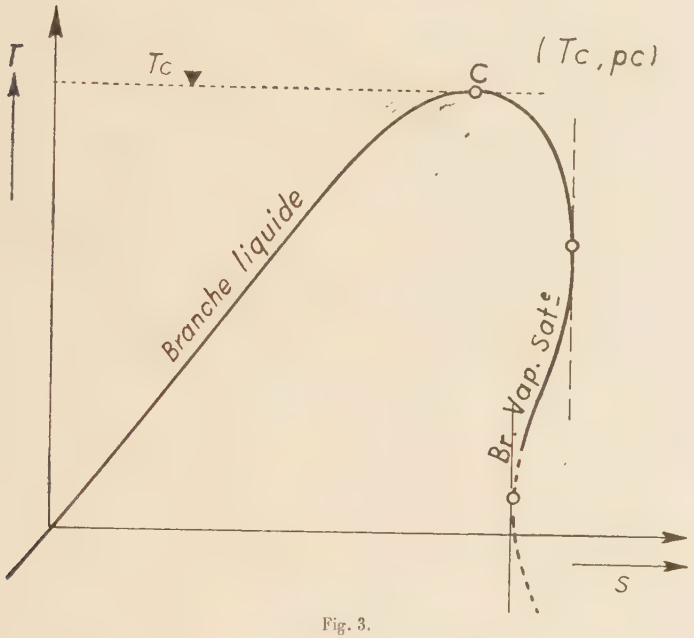


Fig. 3.

Mais le peu d'indications que l'on a ainsi pu se procurer, ont suffi pour aiguillonner les ingénieurs. Une étude superficielle des diagrammes entropiques des hydrocarbures fait apparaître une particularité inattendue. La branche des vapeurs saturées, contrairement à ce qui se passe dans les autres corps préalablement étudiés, s'infléchit vers un minimum pour l'entropie avec l'abaissement de la pression (fig. 3).

Cette particularité signalée par Rey et reprise il y a quelques années par Bruhat, dans son cours de thermodynamique, a provoqué des recherches qui pourraient bien aboutir à des résultats forts importants pour l'industrie.

Deux applications sautent aux yeux :

1° Dans l'ordre de la production de l'énergie mécanique, une amélioration très notable du rendement thermique est à attendre par l'emploi de vapeur de butane ou mieux encore de pentane,

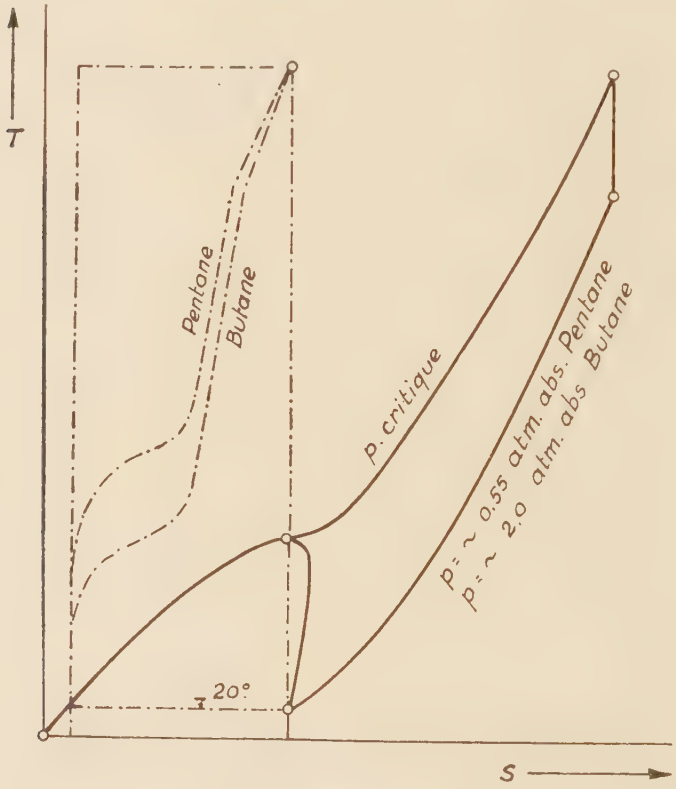


Fig. 4.

Schématise le cycle de butane.

comme véhicule d'énergie, dès que l'on part de pressions au moins égales à la pression critique et de températures élevées (surchauffe). Avec du pentane de 450° et 36 HPZ détendu à la pression correspondante à 25° C., il est permis d'espérer des rendements pratiques voisins de 40 p. 100, donc supérieurs à ceux des moteurs

Diesel et cela dans des machines rotatives, turbines peu coûteuses même avec les générateurs et appareils de récupérations, au lieu de machines alternatives coûteuses et difficiles à entretenir, enfin avec des combustibles liquides de basse qualité.

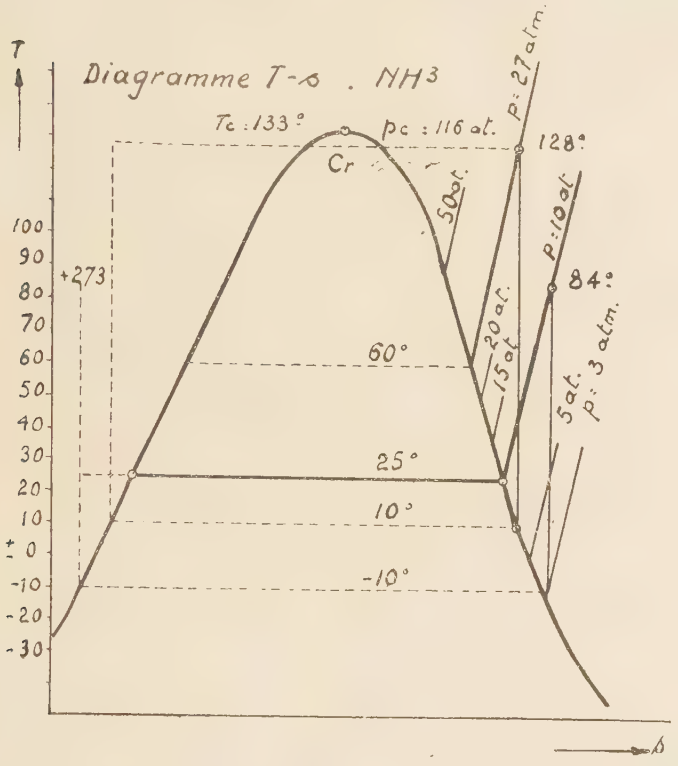


Fig. 5.

Si l'on voulait utiliser le pentane entre les limites de température usuelles pour la vapeur d'eau, sans avoir recours à la surchauffe initiale et à la récupération de la surchauffe en fin de détente, le rendement serait très voisin de celui de la vapeur d'eau. La situation change si : 1° la vaporisation est opérée le long de l'isobare critique ou plus; 2° s'il est fait emploi de surchauffe.

La détente aboutit toujours en zone surchauffée et il est théoriquement possible d'utiliser cette chaleur de surchauffe pou

réchauffer le liquide. On échappe ainsi partiellement à l'irréversibilité du chauffage du liquide par la source de chaleur supérieure et il est possible de réduire la surface nuisible du diagramme dans une forte proportion.

Cette surchauffe peut être représentée graphiquement, comme indiqué dans la figure 4, et donne naissance à un diagramme ré-

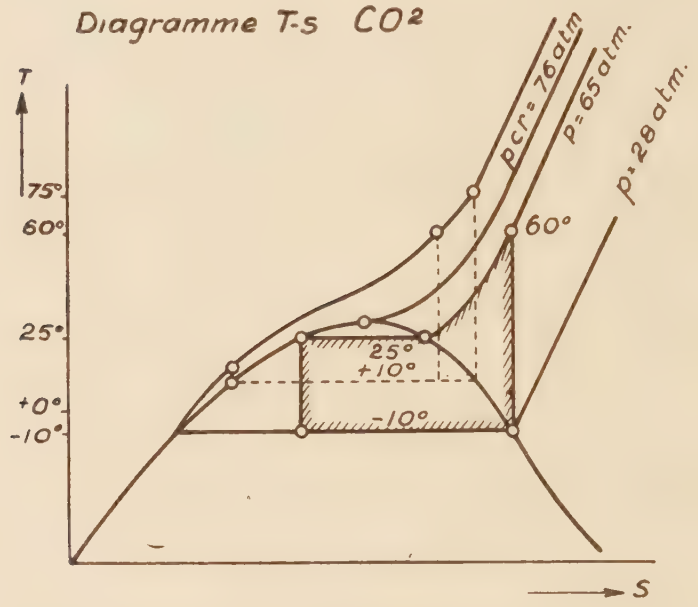


Fig. 6.

duit. Le diagramme (fig. 4) est dessiné à l'échelle et comprend les courbes pour le butane et pour le pentane. Il y a gain de rendement, en passant du butane au pentane. La raison en est la température critique plus élevée de ce dernier. On pourrait être tenté de rechercher un rendement encore meilleur, en utilisant l'hexane deux raisons s'y opposent :

a. La pression à température de condensation tombe à environ 0,1 atm. abs.

b. La stabilité de l'hexane cesse au delà de 450° à despressions de l'ordre de la pression critique. Pour le pentane, la condensation

à 20 ou 25° C. est encore possible sans pompe à vide, dont l'emploi serait dispendieux en raison des pertes de vapeurs évacuées non négligeables.

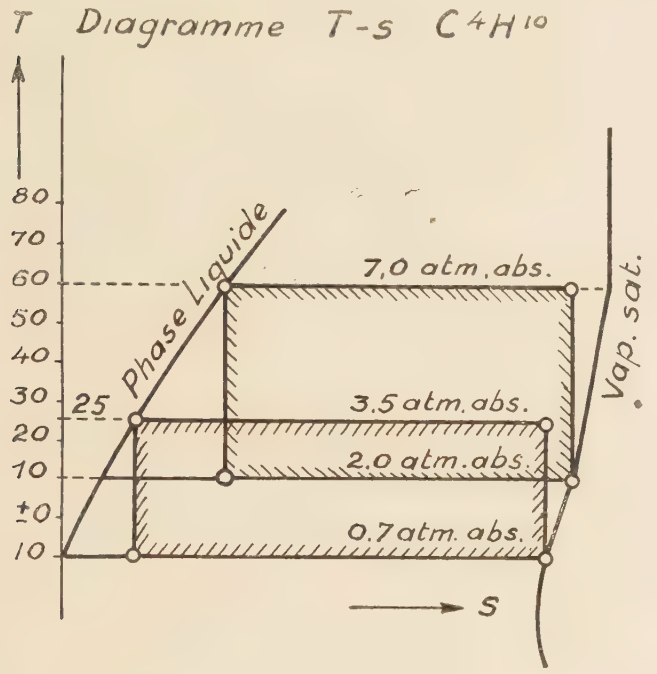


Fig. 7.

Toutes ces considérations font enfin clairement apparaître que les meilleurs rendements seraient atteints avec des corps ayant :

a. Une pression critique ne dépassant pas celle admise par les moyens techniques actuels, soit voisine de 40 kg. ;

b. Une température critique aussi élevée que possible, à condition toutefois que la pression à température de condensation pratique soit encore voisine de la pression atmosphérique ;

c. Une chaleur spécifique liquide aussi faible que possible par rapport à la chaleur latente de vaporisation. Ce dernier desideratum réduit la perte due à l'irréversibilité du réchauffage du liquide ;

d. Un aboutissement de la détente adiabatique dans la zone de surchauffe; afin de remédier à l'irréversibilité signalée, il faut compléter par une récupération de cette surchauffe utilisée avec faible différence de température pour le réchauffage du liquide.

Dans cet ordre d'idées, il convient de signaler qu'il n'est pas certain que le pentane soit le corps le plus intéressant pour un cycle énergétique, d'autres hydrocarbures ayant des constantes différentes pourront peut-être donner des résultats encore plus favorables.

Les Américains ont utilisé des mélanges de propane et de butane pour les machines frigorifiques. Ils ont obtenu de très bons résultats. Ici encore, la comparaison des cycles théoriques tracés dans des diagrammes entropiques ne laisse aucun doute sur les avantages des différents corps. Chacun des diagrammes entropiques suivants, donne les cycles :

a pour $t_1 = -\ 10°$ C. $\qquad t_2 = +\ 25°$ C.
b pour $t_1 = -\ 0°$ C. $\qquad t_2 = +\ 60°$ C.

Voir figures 5, 6 et 7 ci-après.

Le tableau suivant énumère les principales caractéristiques des différents véhicules d'énergie usuels dans les machines à froid et les pompes de chaleur :

Propriétés des fluides usuels.

	H_2O.	NH_3.	SO_2.	CO_2.	C_4H_{10}.	CCl_2F_2.
Pression de la vapeur sat. — 10°.	0,0042	2,92	1,037	27,1	0,800	1,782
Kg/cm² abs. ..... + 25°.	0,0323	10,31	3,964	65,4	2,945	5,800
— ..... 0 .	0,0063	4,35	1,584	35,4	1,08	2,580
— ..... + 60°.	0,202	27,0	14,00	75,3	7,0	15,0
Volume spécifique à ..... 10°.	451,4	0,432	0,328	0,0143	0,500	0,236
Température critique	374°	131°	156°	31°35	150°8	142°
Press. crit. atm. abs.	224	117,0	81,5	75,3	37,5	71
Odeur	néant.	irrespir.	irrit.	inodore	légère de benz.	éther.
Inflammable	ininfl.	brûle diff.	non comb.	non comb.	combus-tible.	ininfl.
Act. chim. sur mét. usuels	néant.	peu agress.	agress.	peu agress.	néant.	néant.
Action sur la vie humaine	"	"	"	"	"	"
Concent. pr. danger de mort	néant.	2 p. 100	0,2 %	30 %	3-4 %	?

L'ammoniaque et l'anhydride sulfureux permettent encore des pressions raisonnables dans les condenseurs 10 kg. et 5,0 kg pour de l'eau de 20°, tandis que l'acide carbonique exige 60 kg., le butane seulement environ 3 kg. La perte par la pointe de surchauffe est peu importante pour SO_2, légèrement plus élevée que NH_3, très importante pour CO_2, mais nulle pour le butane.

Enfin NH_3 et SO_2 sont des agents chimiques actifs vis-à-vis de nombreux métaux et occasionnent des dispositifs très coûteux, tandis que le butane est chimiquement parfaitement inerte vis-à-vis des métaux usuels. Mais l'emploi de butane pour les pompes de chaleur conduit à des résultats encore beaucoup plus surprenants.

Les pompes de chaleur ne sont rien d'autre que des machines frigorifiques, dans lesquelles il est cependant essentiel de déverser avec le meilleur rendement possible un nombre de calories aussi élevé que possible, à une source supérieure de chaleur de potentiel déterminé. Le cycle obtenu au moyen du butane se superpose presque fidèlement à celui de Carnot, grâce au fait que la compression adiabatique de vapeur saturée de butane aboutit dans la zone humide et non, comme c'est le cas pour tous les autres corps essayés jusqu'à présent, dans la zone de surchauffe.

Il s'en suit une possibilité de rendement excessivement élevée et en effet, les essais entrepris par nous-mêmes permettent d'affirmer qu'on peut déplacer de 5° C. à 60° C., 3000 cal. par kWH effectivement dépensé aux bornes du moteur du compresseur, tandis que dans des machines analogues marchant avec de l'ammoniaque 1.500 cal. au maximum, ont pu être valorisées dans des installations de puissance similaire. A Zurich, dans des groupes de plusieurs centaines de kW, marchant à l'acide sulfureux, on a péniblement atteint 2.000 cal./kWH, malgré des compresseurs centrifuges de qualité exceptionnelle.

Pour ces machines travaillant entre des limites de températures étroites, il ressort encore beaucoup plus clairement que les conditions les meilleures seront atteintes avec des corps ayant les caractéristiques thermiques bien définies suivantes :

a. Chaleur spécifique liquide aussi faible que possible;

b. Chaleur latente de vaporisation aussi élevée que possible;

c. Aboutissement de la compression adiabatique en zone humide;

d. Pression d'utilisation très éloignée de la pression critique.

Le même principe trouverait son application dans certains appareils de distillation. Il est en effet presque toujours possible d'arriver à une séparation très poussée de mélanges de vapeurs, dès qu'il est possible d'augmenter le reflux en tête de la colonne à plateaux. La création du reflux est liée à une dépense de chaleur considérable, qui peut être récupérée presque intégralement pour le chauffage du bas de la colonne. Le procédé permet de fabriquer de l'eau distillée à un prix très sensiblement inférieur à celui des autres méthodes. La concentration des petites eaux de glycérine est réalisable avec une dépense qui n'est qu'une fraction de celle des méthodes actuelles. Enfin, il est permis d'espérer que le procédé appliqué au fractionnement des pétroles bruts ou mêmes de fractions de brut, permettrait sinon la séparation de corps purs, du moins une différentiation à un degré de précision non encore réalisé jusqu'à présent, même en laboratoire.

*
* *

La connaissance des caractéristiques thermodynamiques des hydrocarbures présente un intérêt évident pour l'industrie. Mais l'intérêt n'en est pas moindre pour le pétrolier raffineur. Les méthodes modernes de craquage sont liées à des phénomènes qui n'ont trouvé jusqu'à présent que des fondements empiriques. Des détentes adiabatiques, donc des opérations nettement thermodynamiques sont incorporées au cycle de fabrication. Il n'est pas impossible que l'analyse précise des déplacements thermiques permette de jeter une lueur sur le mécanisme de craquage et que l'étude approfondie des échanges et variations thermiques puisse laisser prévoir certaines transformations chimiques et permette peut-être de trouver les moyens propres à diriger scientifiquement le craquage.

Mais à la base d'études de ce genre, il y a la connaissance des constantes thermiques des produits mis en œuvre. Le problème est complexe, parce que d'une part les bruts travaillés sont des mélanges compliqués, d'autre part parce que même les constantes des constituants sont inconnues.

Des indications n'existant à l'heure actuelle que pour les paraffiniques CH_4, C_2, C_3, C_4 et C_5, encore les données s'arrêtent-elles dès que l'on envisage des températures de plus de 100° jusqu'au

propane, et de plus de 200° pour le pentane. Des travaux de recherches pour combler ces lacunes sont aussi indispensables qu'urgents.

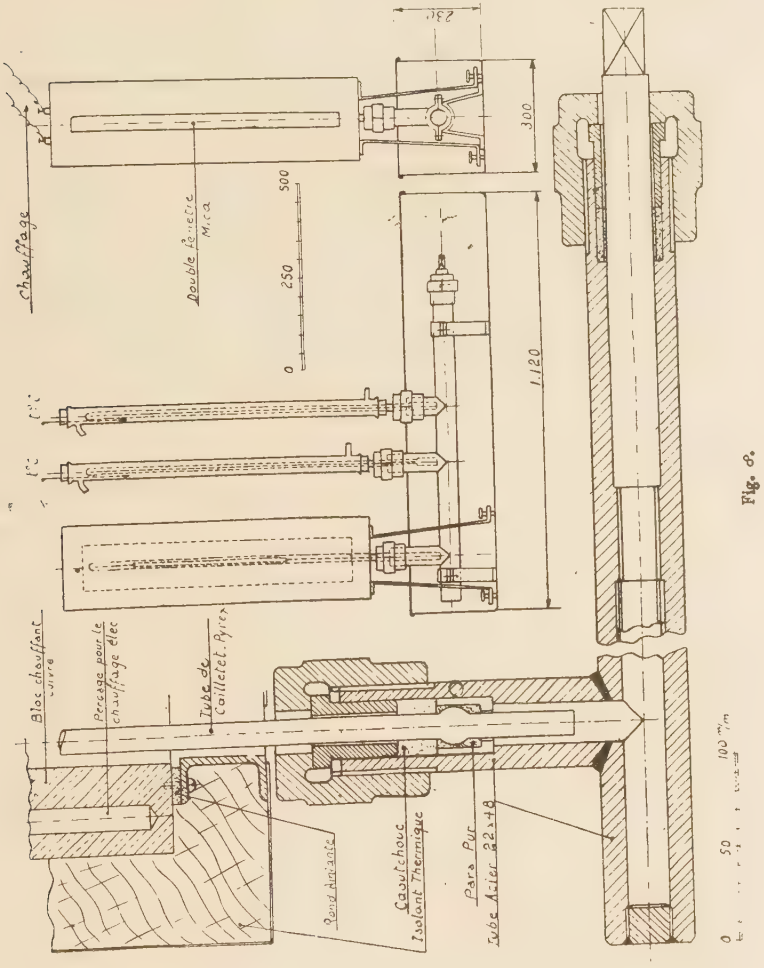


Fig. 8.

Deux méthodes d'investigation sont possibles pour arriver au résultat recherché, soit les diagrammes T-*s* et *i*-*s* :

1° La détermination d'isothermes dans un diagramme *p v*

est réalisable au moyen d'un dispositif genre presse de Cailletet. L'application des lois générales de la thermodynamique offre un moyen commode pour déduire des isothermes les valeurs des chaleurs spécifiques et donc des chaleurs totales;

2° La détermination directe des chaleurs totales au moyen de dispositifs dans le genre de celui adopté par Knoblauch dans ses mesures relatives à la vapeur d'eau ou de Dana pour les hydrocarbures.

Un appareil du premier type a été construit par les soins de M. le professeur Hugel et de nous-mêmes. Il est actuellement en fonctionnement et permettra notamment de donner des chiffres suffisamment précis pour les chaleurs spécifiques des vapeurs surchauffées des constituants C_3 C_4, C_5 jusqu'à des températures voisines de 500° C. et pour des pressions jusqu'à environ 60 atm.

Un schéma de cet appareil est donné à la figure 8.

Les mesures commencées ne sont malheureusement pas assez avancées, pour que les résultats puissent être publiés dans ce travail.

CHAPITRE II.

LE BUTANE ET LE PENTANE
DANS LES MACHINES MOTRICES.

A. — Introduction.

Les tentatives récentes de M. Georges Claude, en vue d'utiliser la différence de température entre l'eau au fond de la mer et l'eau superficielle pour la production d'énergie, ont suggéré l'idée d'étudier de plus près cette transformation de chaleur en énergie. Il s'agit notamment d'examiner si le véhicule d'énergie utilisé, en l'occurence la vapeur d'eau, est bien le plus commode pour assurer un rendement thermo-dynamique maximum, et une simplicité suffisante aux dispositifs de transformation.

Cet examen est d'autant plus justifié que l'idée de M. Claude ne s'applique pas seulement à la production d'énergie dans les conditions tout à fait particulières que l'on sait, mais devra également permettre la récupération de chaleurs perdues, en vue de leur transformation en force motrice. Cette question présente un intérêt pour certaines industries lourdes, où des quantités énormes de chaleur sont mises en œuvre, dont les déchets considérables ne peuvent être récupérés utilement par les moyens techniques actuels.

Le circuit imaginé par M. Claude nécessite de travailler constamment sous vide et même sous vide très poussé. D'autre part, le volume spécifique de la vapeur détendue est extrêmement élevé, ce qui mène à des turbines de dimensions considérables et de ce fait fort coûteuses.

B. — Caractéristiques théoriques du butane.

La substitution à la vapeur d'eau d'un autre fluide, véhicule d'énergie, se justifie dès l'instant où il est possible d'éviter les

deux inconvénients énumérés ci-dessus. Le butane semble particulièrement indiqué. Cet hydrocarbure a, en effet, un point d'ébullition à pression atmosphérique qui est voisin de — 5°, c'est de plus une vapeur de densité élevée aux basses températures, soit dès 0° C.

Un autre corps, extrêmement rapproché du butane, le propane, dont le point d'ébullition atmosphérique se trouve encore plus bas, aurait certains avantages théoriques qui sont cependant compensés par un inconvénient d'ordre pratique, notamment en ce qui concerne sa pression élevée à la température du condenseur (environ 7 atm. abs.).

Le pentane, dont la température d'ébullition à pression atmosphérique est voisine de + 35° C., trouvera des applications dès que l'on aura recours à des surchauffes élevées.

1. *Caractéristiques générales.* — Toute l'étude qui suit a été basée sur l'utilisation du produit commercial ordinaire, sans addition de propane. Le butane est, soit un sous-produit de la distillation ou du cracking des huiles brutes de pétrole, soit encore un sous-produit obtenu à la liquéfaction des gaz naturels. Le produit se trouve sur le marché en très grande quantité et son prix qui, à l'heure actuelle, est encore relativement élevé, ne tardera pas à être abaissé. Ce prix dépend pour une fraction importante des frais de transport et d'emballage. Pour les besoins industriels, ces dépenses peuvent être réduites; en fait, le butane industriel est meilleur marché que l'essence d'auto. (Les taxes d'État y étant pour une grande part.)

Le butane commercial est un mélange de deux hydrocarbures, dont le symbole chimique est le même. Il s'agit, en effet, d'un mélange de butane normal et d'isobutane. Les deux ont comme symbole chimique $C_4 H_{10}$. Ils ne diffèrent que par le groupement des atomes à l'intérieur des molécules. Les caractéristiques physiques de ces deux composants sont cependant quelque peu différentes. Le poids spécifique des deux formes de butane est sensiblement le même. Par contre, les points d'ébullition, sous 760 mm. de pression mercure, sont respectivement de 1/2° et — 10° pour le normal et l'isobutane. Les pressions et températures critiques sont également différentes. Elles sont de 37,5 atm. et 150,7° C. pour le butane normal, et de 40 atm. 135° C. pour l'isobutane. Le produit commercial peut être obtenu en composition presque

toujours semblable. En général, le butane provenant de gaz de sonde, mis en vente en bouteilles pour l'emploi rural, contient 25 p. 100 d'isobutane et 75 p. 100 de butane normal. En vue de l'utiliser facilement par les grands froids, les producteurs ont pris l'habitude d'ajouter pendant la saison d'hiver un très petit pourcentage de propane, ce qui a pour effet d'abaisser le point d'ébullition de façon sensible.

Le butane commercial provenant des gaz de craquage contient de plus du butylène et de l'isobutylène, c'est-à-dire des hydrocarbures non saturés, appartenant à des séries non paraffiniques.

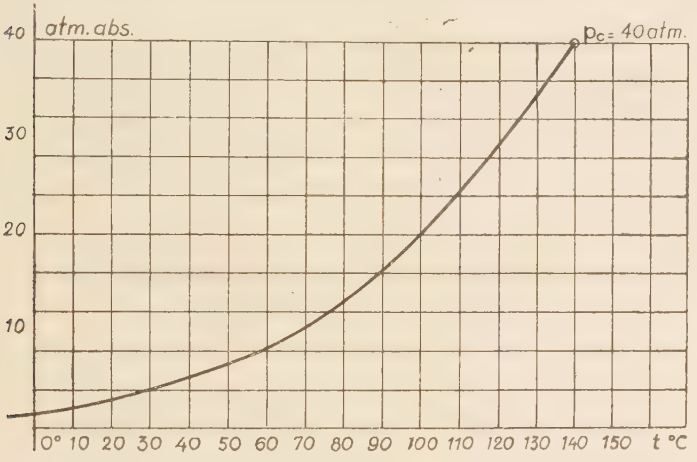


Fig. 9.
Pressions de la vapeur saturante de butane.

2. *Fonctions caractéristiques thermodynamiques du butane.*

Aucun savant n'a réussi jusqu'à présent à donner une fonction thermodynamique précise pour un corps quelconque, sauf pour les gaz parfaits. Toutes les formules qui ont pu être indiquées tant pour la vapeur d'eau que pour d'autres vapeurs et gaz ne sont que des approximations et ne peuvent être utilisées que pour un écart de température et de pression limitées. L'essai de détermination d'une fonction analogue pour la vapeur de butane n'a pas donné de résultats bien satisfaisants, et il est préférable, en toutes circonstances, de ne baser les calculs que sur des résultats d'essais strictement contrôlés. Le butane étant un corps connu

depuis relativement peu de temps seulement, les indications précises relatives aux constantes physiques ne sont pas nombreuses et ne sont, en grande partie, pas encore publiées.

De plus, les indications qu'on peut obtenir soit auprès de certains physiciens, soit par les producteurs de butane, sont souvent fort divergentes, et il y a lieu de ne se servir des chiffres recueillis qu'avec une certaine prudence. L'indication la plus précise qu'il est possible d'obtenir actuellement concerne la pression de la vapeur saturée du butane en fonction de sa température. Cette indication est précise, sauf pour les environs immédiats du point critique, où les essais ne donnent forcément que des résultats approximatifs.

Le diagramme de la courbe pression-température est représenté à la figure 9.

A titre indicatif, quelques chiffres sont donnés pour les constituants purs, ces chiffres sont tirés des mesures effectuées en 1926 par Dana aux laboratoires de la Linde Air Products Co. Buffalo N. Y.

Pression de vapeur en fonction de la température.
Résultats expérimentaux de Dana.

BUTANE.

TEMPÉRATURE °C.	PRESSION CM/HG.	ATMOSPH. ABS.
56,95	448,3	5,90
56,95	443,1	5,84
48,93	364,8	4,80
48,93	361,1	4,75
37,13	264,1	3,47
25,54	187,5	2,47
18,76	146,4	1,93
10,27	112,8	1,48
— 0,19	76,73	1,01
— 0,19	76,30	1,005
— 12,66	46,68	0,615
+ 57,48	453,60	5,96
+ 57,48	450,1	5,93
49,00	367,0	4,83
41,27	297,7	3,91
31,71	227,4	2,99
17,43	145,06	1,91
— 1,80	73,16	0,963
— 18,12	37,22	0,491

Isobutane.

TEMPÉRATURE °C.	PRESSION CM/HG.	ATMOSPH. ABS.
— 24,01	46,57	0,613
— 18,06	59,81	0,934
— 13,84	70,94	0,934
— 12,15	75,91	0,999
— 9,01	85,73	1,128
— 2,84	110,53	1,975
+ 6,66	149,96	1,975
14,63	194,3	2,560
22,08	224,0	3,21
26,33	276,6	3,63
30,98	316,1	4,17
35,88	362,4	4,77
39,92	403,4	5,30
44,58	453,8	5,97
44,58	453,5	5,96
55,51	593,0	7,82
62,17	686,5	9,04
79,49	998,3	13,13
79,49	1.044,7	13,20
71,92	852,4	11,23

Propane.

TEMPÉRATURE °C.	PRESSION CM/HG.	ATMOSPH. ABS.
— 43,07	73,11	0,960
— 45,39	65,89	0,868
— 48,21	57,85	0,762
— 51,03	50,63	0,667
—54,48	42,74	0,562
— 51,43	49,83	0,656
— 48,47	57,05	0,752
— 45,34	65,86	0,867
— 42,73	73,99	0,974
— 42,21	75,97	0,999
— 42,21	75,70	0,998
— 36,39	96,99	1,276
— 31,62	117,68	1,551
— 26,39	144,15	1,888
— 15,97	211,5	2,78
— 8,70	269,9	3,55
— 4,55	309,8	4,08
— 4,54	294,5	3,87
— 2,67	326,9	4,32
— 2,67	328,4	4,34
+ 0,54	362,0	4,76

TEMPÉRATURE °C.	PRESSION CM/HG.	ATMOSPH. ABS.
+ 2,48	379,0	4,98
+ 10,15	477,4	6,28
9,52	469,1	6,17
17,93	589,6	7,76
24,93	707,7	9,31
33,94	873,4	11,46
42,06	1.067,5	14,07
50,34	1.276,8	16,78

Pentane.

Pour le pentane, nous donnons le tableau publié par Rey dès 1925.

TEMPÉRATURE °C.	PRESSION CM HG.	ATMOSPH. ABS.
0	183,25	0,2415
10	281,8	0,371
20	420,2	0,553
30	610,9	0,805
40	873	1,148
50	1.193	1,572
60	1.605	2,110
70	2.119	2,79
80	2.735	3,60
90	3.498	4.61
100	4.410	5,80
110	5.403	7.23
120	6.742	8,88
130	8.187	10,76
140	9,892	13,00
150	11.805	15,54
160	14.060	18,50
170	16,540	21,76
180	19.345	25,47
190	22.500	29,60
193	23,540	31,00
195	24.255	31,90
196	24.665	32,45
197	25.020	32,95
crit. 197,25	25.100	33,00

3. *Volumes spécifiques de la vapeur saturée.*

Les volumes de la vapeur saturée peuvent être calculés pour les variations de température de 0°, jusqu'au point critique,

avec une approximation assez bonne, d'après l'équation de Van der Waals ou encore mieux, d'après une formule à trois constantes. Les coefficients de l'équation de Van der Waals ont été déterminés et publiés par la Western Gas. Nous ne savons pas cependant sur quels résultats d'essai ces coefficients sont basés. Des mesures directes ont été effectuées dans les laboratoires de la Battaaf'sche Petroleum Matschapij et semblent être assez précises. Les résultats en sont donnés dans le diagramme ci-dessous, figure 10, où l'on trouvera également les densités du liquide et de la vapeur saturée.

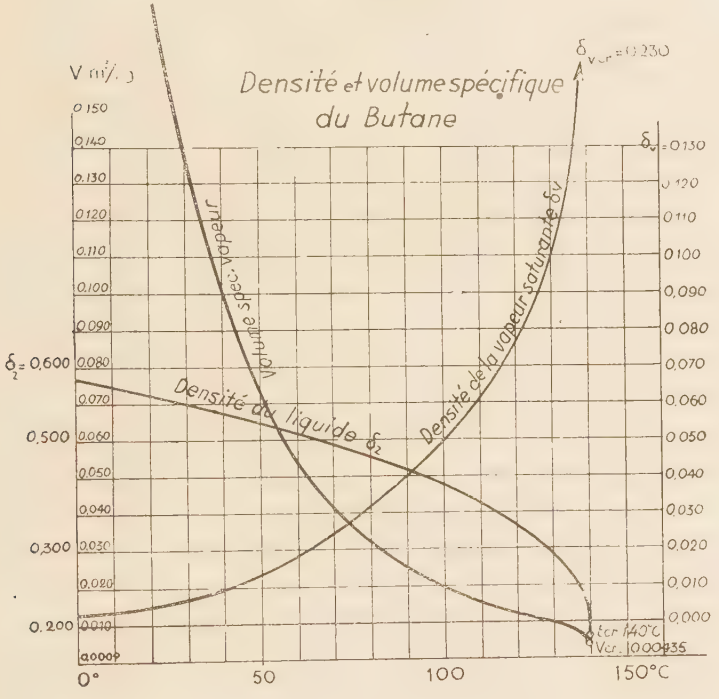


Fig. 10.

Pour les températures entre 0 et 50° C., les chiffres de Dana semblent précis. Ils sont reproduits dans les tableaux suivants :

Densités liquides et vapeurs saturées.
Résultats expérimentaux de Dana.

Butane.

TEMPÉRATURE °C.	DENSITÉ LIQUIDE.	DENS. VAP. SAT.
0	0,5992	0,00379
8,0	0,5907	0,00490
16,0	0,5820	0,00605
24,0	0,5725	0,00756
32,0	0,5635	0,00948
40,0	0,5538	0,01200
48,0	0,5436	
56,0	0,5325	

Isobutane.

0,0	0,582	0,00435
8,0	0,573	0,00554
16,0	0,563	0,00703
24,0	0,553	0,00898
32,0	0,543	0,01090
40,0	0,533	0,01340
48,0	0,522	
56,0	0,511	

Propane.

0°	0,5306	
17	0,5063	0,0168
20	0,5022	0,0182
27	0,4918	
38		0,0285
48	0,4450	0,0364
56	0,4391	

Pentane (Rey).

0°	0,645390	
10	0,6360	
20	0,6263	
30	0,6165	0,002451
40	0,6062	0,003361
50	0,5957	0,004545
60	0,5850	0,006020
70	0,5739	0,007862
80	0,5624	0,01012

TEMPÉRATURE °C.	DENSITÉ LIQUIDE.	DENS. VAP. SAT.
90	0,5503	0,01289
100	0,5377	0,01626
110	0,5248	0,02024
120	0,5107	0,0250
130	0,4957	0,0310
140	0,4787	0,0386
150	0,4604	0,0476
160	0,4394	0,0591
170	0,4162	0,0735
180	0,3867	0,0935
186	0,3643	0,1109
190	0,3445	0,1269
193	0,3253	0,1440
195	0,3065	0,1609
196	0,2915	0,1746
197	0,2640	0,2005
197,25	0,2280	0,2280

4. *Chaleur totale et chaleur latente de vaporisation.*

Les publications américaines donnent pour la chaleur de vaporisation des valeurs utilisables seulement entre 0° et 125° Fahrenheit, c'est-à-dire dans une limite de température extrêmement faible et allant à peine à 50° C.

Les résultats des essais des Hollandais sont plus complets, parce qu'ils s'étendent jusqu'à la température critique, sans qu'il soit cependant possible de se rendre compte de leur précision.

Dans les températures basses, les résultats indiqués par les deux groupes sont sensiblement les mêmes et ne diffèrent guère de plus de 1 p. 100. Des calculs comparatifs basés sur la loi des états correspondants ont été faits en prenant pour base les caractéristiques de l'octane C_8H_{18}, qui sont assez bien connues. Les résultats obtenus sont satisfaisants et il est probable que les résultats hollandais sont assez près de la réalité et n'en diffèrent guère de plus de 4 à 5 p. 100, même pour les températures voisines du point critique. Les valeurs, tant de la chaleur totale que de la chaleur latente de vaporisation, sont représentées, dans le diagramme, figure 11, en fonction de T.

Les chaleurs latentes de vaporisation sont déterminées expérimentalement. Pour les vapeurs saturantes, les chaleurs totales se composent de la chaleur latente et de la chaleur liquide.

Ces dernières se présentent sous la forme de $i_l = \int c_l dT$, et il est intéressant de connaître les variations de C_l par rapport à T, C_l se présentant comme fonction des T : $C_l = f(T$.

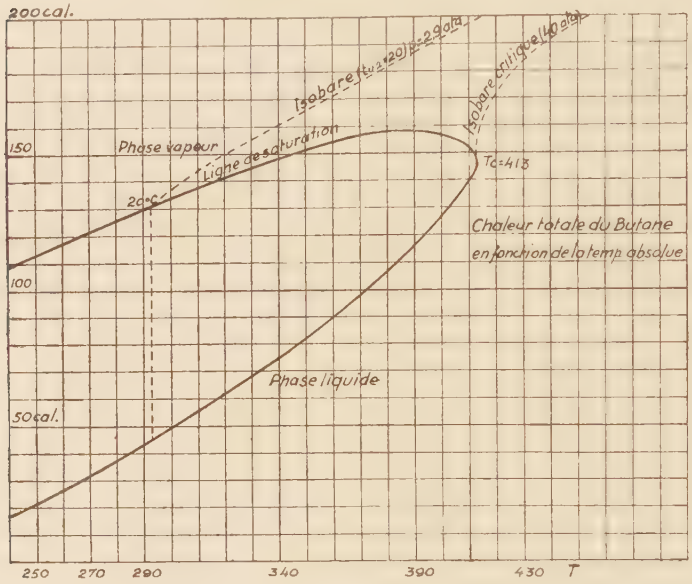


Fig. 11.

Dans les tableaux ci-dessous, les résultats de mesures expérimentales des c_l sont indiqués pour le butane, l'isobutane et le propane. Les mesures pour ces 3 corps ont été faites par Dana.

BUTANE.

TEMPÉRATURE MOYENNE.	AMPLITUDE DE MESURE.		CHAL. SPÉC. LIQU.
$t_m = \frac{t_1+t_2}{2}$ °C.	t_1 °C.	t_2 °C.	C_l
— 16,20	— 18,29	— 14,12	0,518
— 2,6	— 4,68	— 0,51	0,540
+ 4,13	+ 1,58	+ 6,69	0,557
11,87	9,38	14,37	0,566
16,61	14,25	18,98	0,579
21,23	19,05	23,41	0,591

Isobusane.

TEMPÉRATURE MOYENNE.	AMPLITUDE DE MESURE.		CHAL. SPÉC. LIQU.
— 12,53	— 15,03	— 10,03	0,532
— 7,77	— 10,27	— 5,27	0,516
— 2,31	— 5,06	— 0,19	0,545
+ 2,60	+ 0,03	+ 4,96	0,561
+ 7,41	4,97	9,86	0,589
+ 12,74	10,37	15,11	0,628 (?)
+ 17,50	15,22	19,78	0,617 (?)
+ 16,64	14,61	18,68	0,638

Propane.

TEMPÉRATURE MOYENNE.	AMPLITUDE DE MESURE.		CHAL. SPÉC. LIQU.
— 31,39	— 33,84	— 28,95	0,541
— 26,27	— 28,94	— 23,60	0,523 (?)
— 17,82	— 20,43	— 15,20	0,546
— 11,60	— 14,12	— 9,09	0,573
— 6,71	— 9,51	— 3,91	0,576
— 4,09	— 6,82	— 1,36	0,581
+ 3,63	+ 1,44	+ 5,82	0,604 (?)
+ 14,40	12,10	16,70	0,584
+ 18,44	16,20	20,69	0,601

En comparant les chiffres, on s'aperçoit que les déterminations, malgré tous les soins apportés, manquent de précision. Seule, la courbe graphique interpolée avec soin donne des résultats parfaitement utilisables.

Dana et ses collaborateurs n'ont pas poussé leurs investigations dans la zone de surchauffe, en vue de déterminer les chaleurs spécifiques soit à volume, soit à pression constante (C_v. C_p). Or, dans cette zone, les C_p sont également essentiellement variables avec les températures, mais encore en fonction des pressions. Ainsi pour la vapeur d'eau surchauffée, l'évolution des c_p se présente comme indiqué à la figure 12 (mesures de Knoblauch).

En ce qui concerne les hydrocarbures, une seule indication sur l'évolution des c_p existe; elle est relative au toluène et a été tracée à la suite d'essais systématiques effectués sur ce corps à la maison Siemens en Allemagne.

La figure 13 donne l'allure générale des valeurs des c_p du toluène en fonction des pressions et températures.

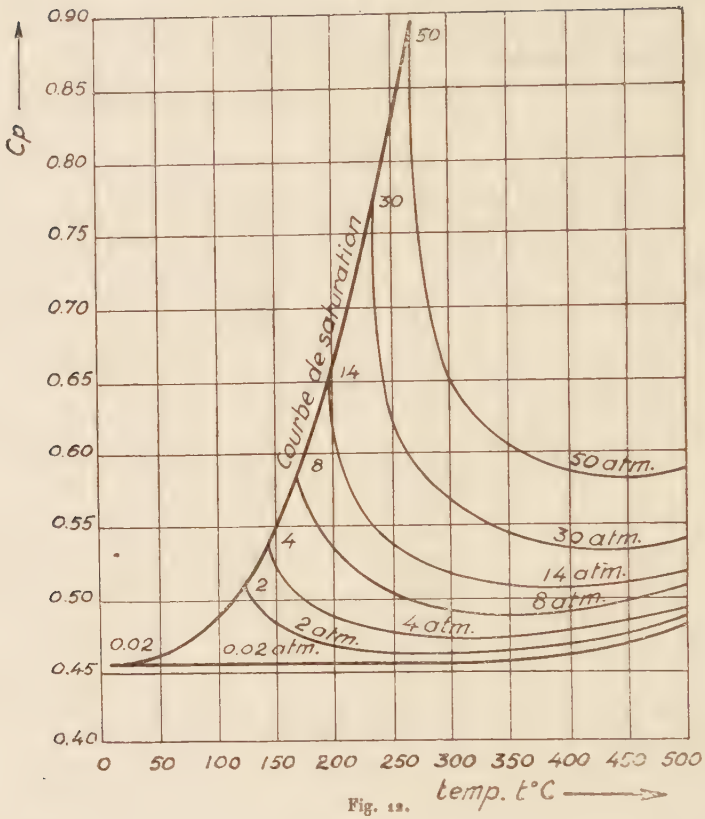

Cp
0.90
0.85
0.80
0.75
0.70
0.65
0.60
0.55
0.50
0.45
0.40
0
50
100
150
200
250
300
350
400
450
500
temp. t°C
courbe de saturation
50
30
14
8
4
2
0.02
50 atm.
30 atm.
14 atm.
8 atm.
4 atm.
2 atm.
0.02 atm.

Fig. 12.

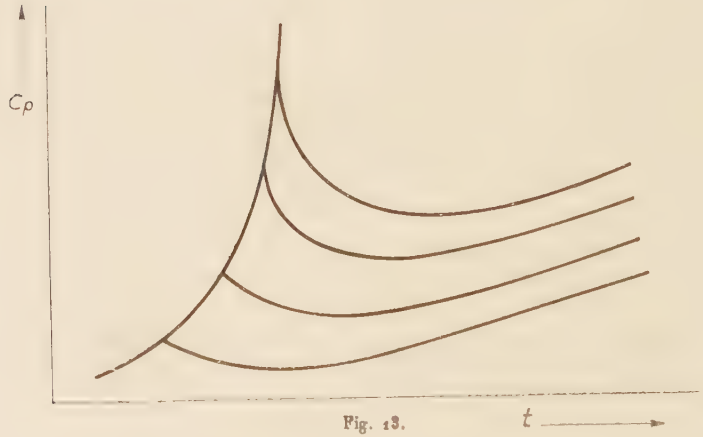

Cp
t

Fig. 13.

Les chaleurs totales et latentes déterminées par Dana pour le butane pur, l'isobutane et le propane ont été données en mesures anglaises. Nous les reproduisons ci-dessous en mesures métriques.

Butane.

	°C.	CHALEUR TOTALE $i_{tot.}$ cal/kg.	CHAL. LAT. DE VAP. l cal/kg.	CHAL. LIQU. i_l cal/kg.
Départ	— 17,8	94,5	94,5	0
	— 15	95,4	94,0	1,40
	— 10	97,3	93,2	4,1
	— 0	99,0	92,5	6,7
	= 0	101,0	91,6	9,4
	+ 5	102,7	90,5	12,2
	10	104,6	89.6	15,0
	15	106,4	88,5	17,9
	20	108,2	87,4	20,8
	25	110,0	86,2	23,8
	30	111,9	85.0	26,9
	35	113,8	83,8	30,0
	40	115,8	82,6	33,2
	45	117,2	80,7	36,5
	50	119,0	79,3	39,7
	55	120,6	77,8	43,0
	60	121.6	76,3	46,3

Isobutane.

	°C.	CHALEUR TOTALE. $i_{tot.}$ cal/kg.	CHAL. LAT. DE VAP. l cal/kg.	CHAL. LIQU. i_l cal/kg.
Départ	— 17.8	89,2	89,2	0
	— 15,0	90,0	88,5	1,5
	— 10,0	91,1	87,0	4,1
	— 5,0	92,7	85,9	6,8
	= 0	94,3	84,8	9,5
	+ 5	96,0	83,7	12,3
	10	97,5	82,4	15,1
	15	99,2	81,0	18,2
	20	100,9	79,5	21,4
	25	102,9	78,2	24,7
	30	105,2	77,1	28,1
	35	107,5	75,5	32,0
	40	109,6	73,8	35,8
	45	111,9	72,2	39,7
	50	114,1	70,3	43,8
	55	116,9	68,8	48,1
	60	119,6	66,9	52,7

Propane.

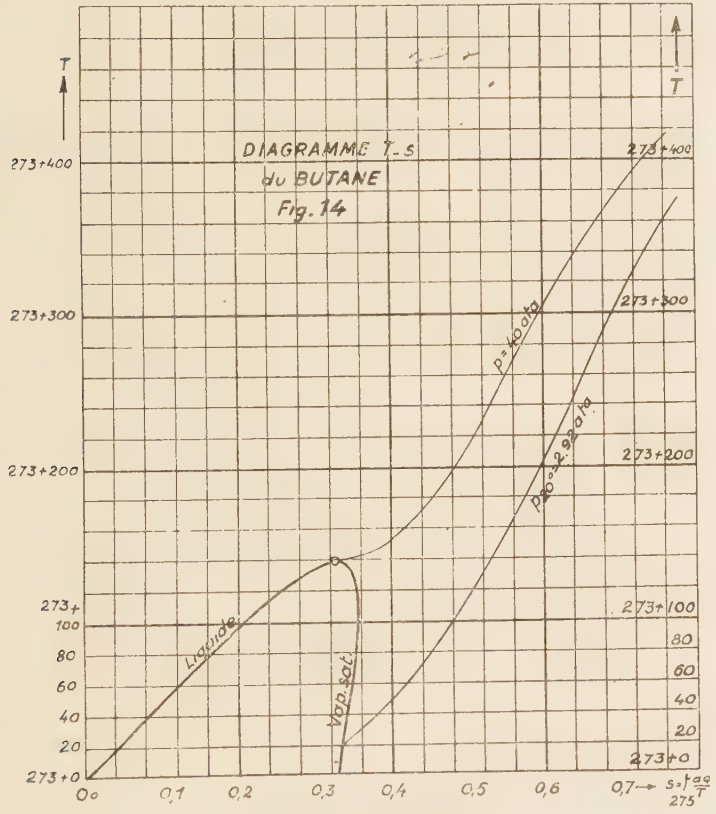
	°C.	CHALEUR TOTALE. $i_{tot.}$ cal/kg.	CHAL. LAT. DE VAP. l cal/kg.	CHAL. LIQU. i_l cal/kg.
Départ	— 17,8	94,6	94,6	0
	— 15,0	95,7	94,0	1,7
	— 10,0	97,0	92,5	4,5
	— 5,0	98,4	91,1	7,3
	0	99,9	89,7	10,2
	+ 5	101,1	88,0	13,1
	10	102,7	86,6	16,1
	15	104,3	85,0	19,3
	20	105.4	83,3	22,1
	25	107,0	81,6	25,4
	30	108,2	79,9	28,3
	35	109,7	78,0	31.7
	40	111,0	76,0	35,0
	45	111,7	73,6	38,1
	50	112,5	70,8	41.7

Pentane (Rey).

°C.	CHALEUR LAT. DE VAPOR. cal/kg.
30	85,76
40	84,31
50	82,13
60	80,07
70	77,77
80	75,33
90	72,73
100	69,94
110	67,31
120	64,48
130	60,85
140	56,58
150	52,39
160	47,42
170	42,06
180	35,01
186	29,47
190	24,68
193	19,98
195	15,66
196	12,35
197	6,55
197,25	0

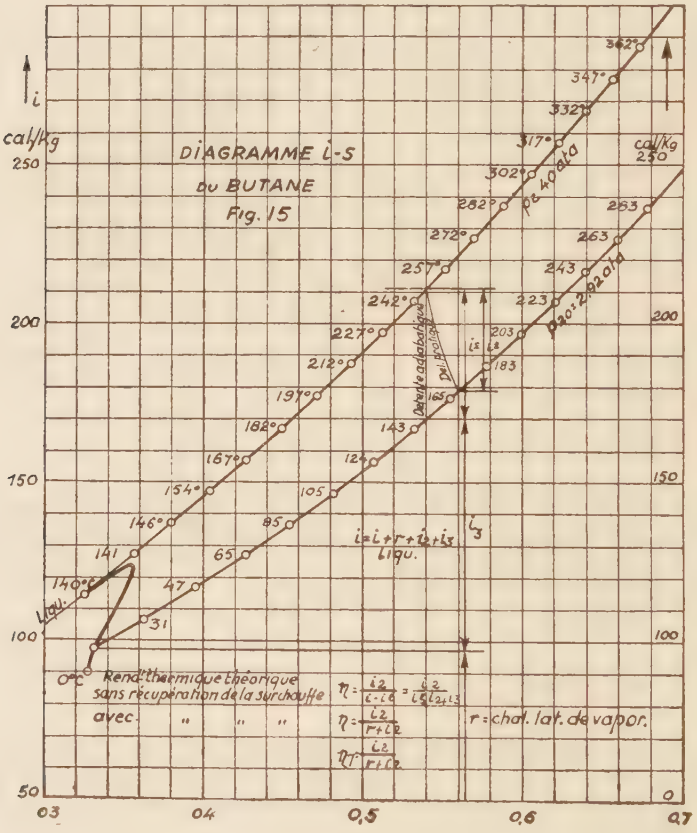
5. *Diagrammes entropiques.*

Dès l'instant où il s'agit d'analyser les conditions thermodynamiques d'une vapeur ou d'un gaz, il y a lieu de tracer le diagramme entropique de ce corps. C'est en effet le moyen le plus commode pour connaître les conditions de détente et pour calculer les rendements théoriques et effectifs de la machine, dans laquelle le fluide est utilisé.



Dans le diagramme de la figure 14, des entropies sont indiquées en fonction des températures absolues. Dans le diagramme de la figure 15, elles le sont en fonction des chaleurs totales de la

vapeur. Les entropies ont été déterminées par intégration graphique de $\frac{dQ}{T}$, les valeurs de dQ et de T étant prises dans le diagramme des chaleurs totales. Le diagramme de la figure 15 n'est rien d'autre qu'un diagramme dit « de Mollier », tel qu'il est utilisé d'une façon courante pour tous les calculs se rapportant à la vapeur d'eau. Pour être utilisable, ce diagramme doit non seulement comprendre la courbe entropique le long de la ligne de saturation, mais également les courbes entropiques pour les différentes pressions dans la zone de la surchauffe. La détermination de la courbe entropique le long de la ligne de saturation est faite avec une précision qui semble suffisante.



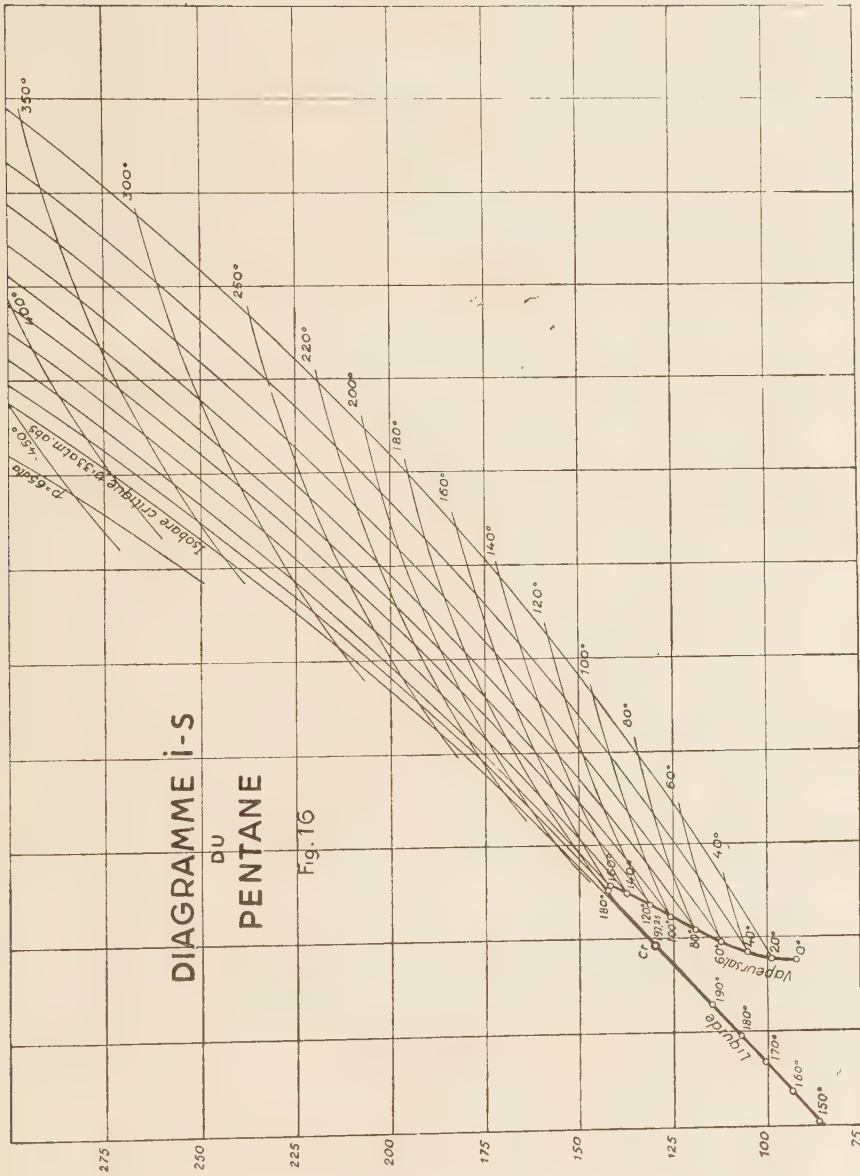


DIAGRAMME i-S
DU
PENTANE
Fig. 16
Isobare critique p. 33 atm. 065
Liquide
Vapeur sat.
Cr
275
250
225
200
175
150
125
100
75
0.25
0.30
0.35
0.40
0.45
0.50
0.55
0.60
0.65
0.70
0.75
0.80

La courbe entropique le long des isobares manque cependant de précision pour la raison suivante : la chaleur totale de la vapeur surchauffée est une fonction des chaleurs spécifiques à pression constante (c_p). Les valeurs pour c_p sont indiquées d'une façon divergente par les deux laboratoires dont il a été question plus haut. Les Américains indiquent pour c_p à températures modérée environ 0,46, tandis que les Hollandais ont trouvé 0,51. Les indications pour les régions de la température critique font complètement défaut. Les courbes entropiques tracées sont basées pour l'isobare partant de 20° sur c_p = 0,51 et pour l'isobare à la pression critique sur c_p = infini, diminuant progressivement jusqu'à 0,65 pour 160° C. et restant constant à partir de là. Les résultats ainsi obtenus donnent deux isobares dont la divergence est certainement trop faible. En effet, dès que c augmente, les valeurs de la chaleur totale augmentent par rapport à la température. Or, si l'on considère le diagramme des chaleurs spécifiques de la vapeur d'eau surchauffée, on remarque que les chaleurs spécifiques vont légèrement en diminuant aux pressions relativement faibles, pendant une centaine de degrés et remontent ensuite légèrement. Une convergence de toutes les courbes c_p peut être observée pour les températures élevées. En effet, aux environs de 500°, la chaleur spécifique de la vapeur d'eau est sensiblement la même quelle que soit la pression. A la figure 16, nous donnons le diagramme *i s* du pentane.

L'analyse que nous avons faite des conditions de détente de la vapeur de butane surchauffée, permet d'escompter des résultats sensiblement supérieurs à ceux qu'il est possible d'obtenir avec la vapeur d'eau. Pour préciser ces résultats, il serait cependant nécessaire de faire procéder à des essais systématiques, en vue de pouvoir partir de chiffres précis pour les chaleurs spécifiques.

Ci-après, nous donnons les valeurs numériques des entropies que nous avons déterminées pour le butane commercial, comme on le voit, les chaleurs latentes de vaporisation sont plus faibles que celles données par Dana pour le butane pur. Point de départ : 0° C.

Entropies du butane (liquide et vapeur sat.).

T. °C.	$i_{liqu.}$	$i_{tot.}$	$l.$	s liqu.	s vap. sat.
0	0	89,7	89,7	0	0,3280
5	2,7	91,6	88,9	0,00982	0,32932
10	5,3	94,2	87,9	0,01910	0,32950
15	8,3	91,5	86,8	0,02960	0,33060
20	11,4	97,4	86,0	0,04026	0,33346
25	14,3	99,3	85,0	0,05009	0,33509
30	17,2	101,1	83,9	0,05976	0,33656
35	20,5	103,2	82,7	0,07054	0,33884
40	23,5	104,9	81,4	0,0804	0,34021
45	26,8	106,8	80,0	0,09066	0,34196
50	30,0	108,5	78,9	0,10065	0,34365
55	33,5	110,4	76,9	0,11138	0,34558
60	36,9	112,2	75,3	0,12165	0,34765
65	40,5	114,0	73,5	0,13237	0,34957
70	44,0	115,7	71,7	0,14249	0,35129
75	47,8	117,4	69,6	0,15347	0,35327
80	51,3	118,9	67,6	0,16346	0,35466
85	55,5	120,1	64,6	0,17527	0,35537
90	59,7	121,2	61,5	0,18690	0,35610
95	63,8	122,1	58,3	0,19811	0,35631
100	68,2	123,0	54,8	0,20997	0,35667
105	72,7	123,0	51,1	0,22194	0,35794
110	77,0	124,2	47,2	0,23323	0,45633
115	81,8	124,3	42,5	0,24567	0,35507
120	86,9	124,3	37,4	0,25871	0,35401
125	91,8	123,6	42,0	0,27108	0,35158
130	97,3	122,5	25,2	0,28480	0,34740
135	103,5	120,3	16,8	0,30006	0,34136
Température crit. 140	114,0	114,0	0	0,32569	0,32569

Entropies du butane surchauffé.

Le long de l'isobare $p = p_{crit.}$

	i_{tot}	s
141	127	0,35714
145	137	0,38121
154	147	0,40489
182	167	0,45034
212	187	0,49292
242	207	0,53294
302	247	0,60647
362	287	0,67268
407	317	0,71836
452	347	0,76110
497	377	0,80124

Le long de l'isobare t sat. = 20°.

	i_{tot}	s
31°	106,4	0,36371
66	126,4	0,42618
105	146,4	0,48210
163	176,4	0,55607
203	196,4	0,59999
263	226,4	0,65937
303	246,4	0,69538
343	266,4	0,72898
383	286,4	0,76045

Entropies du pentane.

(Déterminations de l'auteur.)

T. °C.	$i_{liqu.}$	$s_{liqu.}$	L.	$i_{tot.}$	$s_{vap.}$
0	0	0	92,0	92,0	0,33640
10	5,1	0,01834	90,0	95,0	0,33584
20	10,3	0,03638	88,3	98,6	0,33748
30	15,6	0,05414	85,8	101,4	0,33704
40	21,0	0,07164	84,3	105,3	0,34085
50	26,5	0,08891	82,1	108,6	0,34271
60	32,1	0,10596	80,1	112,2	0,34606
70	37,8	0,12279	77,8	115,6	0,34879
80	43,6	0,13944	75,3	118,9	0,35234
90	49,5	0,15591	72,7	121,2	0,35591
100	55,5	0,17218	70,0	125,5	0,35958
110	61,6	0,18830	67,3	128,9	0,36330
120	67,8	0,20425	64,5	131,3	0,36815
130	74,1	0,22007	60,8	134,9	0,37077
140	80,5	0,23573	56,6	137,1	0,37243
150	87,0	0,25126	52,4	139,4	0,37496
160	93,6	0,26666	47,4	141,0	0,37586
170	100,3	0,28193	42,0	142,3	5,37683
180	107,1	0,29709	35,0	142,1	0,37449
190	115,0	0,31212	24,7	139,7	0,36552
Cr. 197,25	130,0	0,34462	0	130,0	0,34462

Les figures 17, 18 et 19 reproduisent les diagrammes entropiques de C_3H_8 et C_5H_{12}, ainsi que les valeurs de c_l du pentane, publiés en 1935 dans *Ind. and Eng. Chemistry*. Ils se limitent à des températures inférieures à 100° C.

6. *Discussion du diagramme entropique.*

Le diagramme entropique fait apparaître que, si l'on part de vapeur surchauffée de butane, la détente adiabatique aboutit toujours à de la vapeur surchauffée.

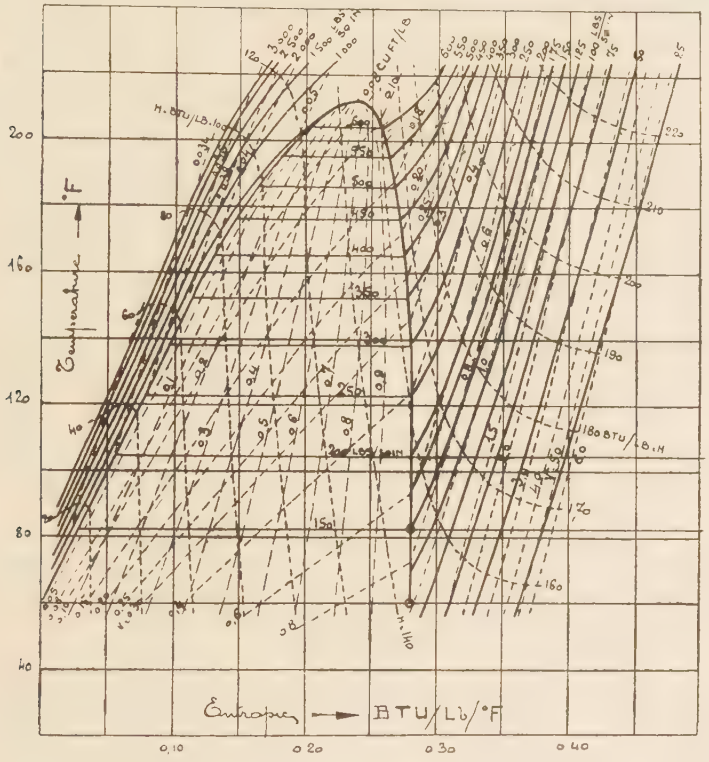


Fig. 17. — Propane.

Si l'on part de vapeur saturée, la détente aboutit également à de la vapeur srurchauffée, sauf pour la zone comprise entre 110° et 140°, où une détente à pression de peu inférieure, donnerait en fin d'opération de la vapeur humide. Par contre, en détendant par exemple de 120° à la pression correspondant à 20°, la vapeur détendue adiabatiquement accuse une certaine surchauffe.

Contrairement à la vapeur d'eau, cette surchauffe peut être

récupérée au moyen d'un engin, dont la fonction est l'opposé de celle du surchauffeur normalement employé dans le cycle de vapeur d'eau. Non seulement la surchauffe résultant de la détente adiabatique peut être récupérée, mais encore la surchauffe provoquée par les pertes dues au frottement de la vapeur à l'intérieur de la machine. Ces deux points sont d'une importance capitale, si l'on veut se rendre compte des possibilités qu'offre l'utilisation de vapeur surchauffée de butane.

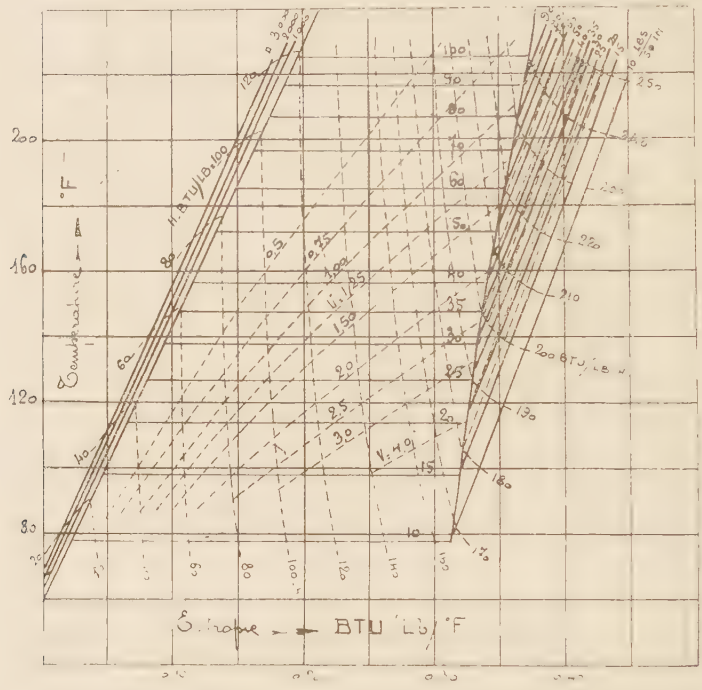


Fig. 18. — Pentane.

Les pertes par frottements, etc., qui se produisent dans une turbine utilisant la vapeur d'eau, ont pour résultat une surchauffe relative à la vapeur détendue qui, de ce fait, a un titre de saturation plus élevé.

Au lieu de 0,25 d'humidité, la vapeur détendue en aurait par exemple 0,20. Cette différence ne peut être récupérée; elle est perdue lors de la condensation et cette chaleur s'en va avec

l'eau de réfrigération du condensateur. Pour la vapeur de butane, toutes les surchauffes peuvent être théoriquement entièrement récupérées et la chaleur nécessaire pour le cycle sera théoriquement égale à la quantité de chaleur effectivement transformée en énergie, plus la chaleur de vaporisation nécessaire pour vaporiser le butane sous 20° C., si telle est la température en fin de condensation. Il résulte de cette observation que si l'on con-

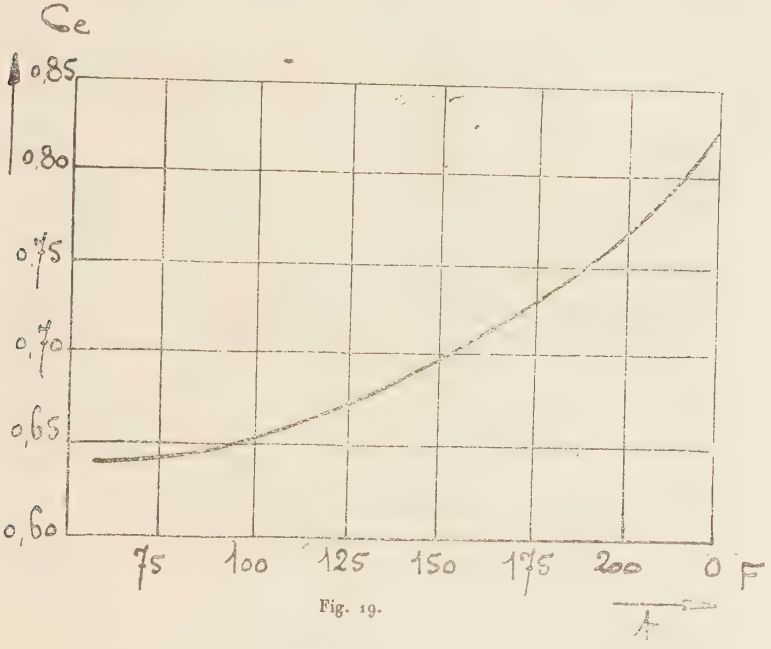


Fig. 19.

sidère deux turbines, dont l'une est actionnée au moyen de vapeur d'eau, l'autre au moyen de vapeur de butane, et si chacune ne transforme effectivement en énergie que par exemple 70 p. 100 de ce qui est théoriquement possible, d'après le diagramme entropique, le rendement thermodynamique de l'engin à vapeur d'eau sera effectivement 0,70, tandis que le rendement thermodynamique de l'engin fonctionnant à la vapeur de butane sera sensiblement plus élevé. Le bénéfice résultant de la récupération tant de la surchauffe en fin de détente, que de la surchauffe additive résultant des pertes par frottement, devient très sensible dès que l'on dépasse 200°.

7. *Pression et températures plus élevées que les valeurs critiques.*

Une nouvelle amélioration de rendement pourra probablement être obtenue par augmentation de la pression au delà de la pression critique. Il est en effet possible contrairement à ce qui se passe dans le cycle de la machine à vapeur d'eau, de réchauffer à partir du point critique sous volume constant, au moins jusqu'au moment où l'on commence à faire fonctionner la turbine, à partir de ce moment-là, il est possible de conserver la pression atteinte. Ce genre de marche revient au réchauffage du fluide sous volume constant à partir du point critique. Or, la chaleur spécifique sous volume constant est largement de 10 p. 100 inférieure à celle sous pression constante, ce qui a pour effet d'augmenter la marge de chaleur transformable en énergie. Il est impossible actuellement de donner des chiffres précis à cet effet, en raison du manque d'indications exactes, relatives aux différentes chaleurs spécifiques. Dans le diagramme entropique du pentane (fig. 16), une isobare de pression double de la pression critique permettra d'apprécier le gain d'énergie possible à des surchauffes élevées. Ce diagramme est particulièrement suggestif, mais il y a lieu de tenir compte du fait que l'isobare partant de 20° correspond à une pression inférieure à la pression atmosphérique. L'obtention de ce vide relatif restera toujours liée à des dispositifs fonctionnant par intermittence, la pompe à vide devant être éliminée en raison des pertes de pentane qu'elle occasionnerait.

8. *Rendements possibles.*

Dans le diagramme ci-après, les différents rendements à envisager ont été tracés en fonctions des températures. Une ligne pointillée indique le rendement maximum qu'on peut obtenir dans une machine utilisant la vapeur d'eau. Ces rendements ont été établis sur la base d'un rendement thermodynamique de 0,65, en prenant pour chaque température le rendement théorique maximum possible; c'est-à-dire pour une surchauffe à 400°, par exemple, une pression de plus de 100 kg. Les rendements effectifs thermiques probables ou possibles pour le butane sont basés sur un rendement thermodynamique de 70 p. 100, mais avec récupération des surchauffes. Ce rendement un peu meilleur

que pour la vapeur d'eau se justifie du fait que la détente a toujours lieu avec de la vapeur surchauffée, tandis que, pour la vapeur d'eau, il y a toujours une zone de vapeur humide. De plus, la détente jusqu'à la pression correspondant à 20° pour les deux cas, nécessiterait pour le cycle vapeur d'eau, un vide correspondant rigoureusement à cette température. Or, dans la technique actuelle, il n'est pas possible d'arriver pratiquement à ce vide. Les valeurs indiquées pour les différents rendements sont donc plutôt trop favorables pour la vapeur d'eau et trop défavorables pour la vapeur de butane.

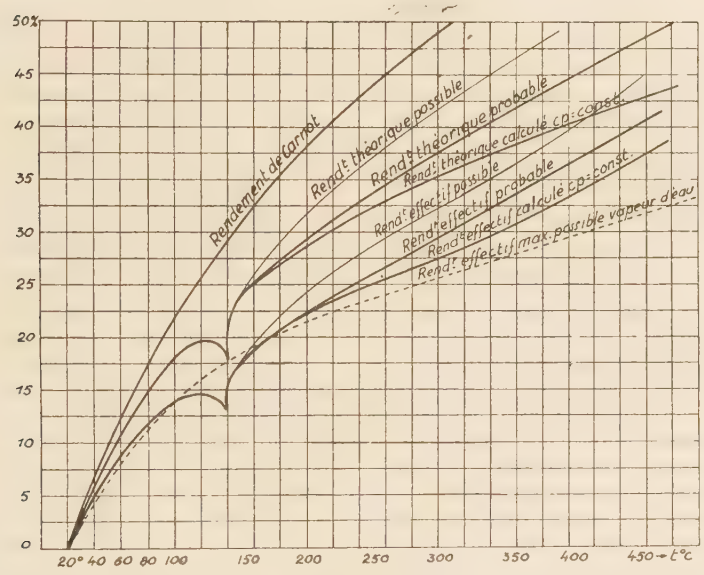


Fig. 20.
Rendements thermiques de la détente de vapeur de butane.

Quoi qu'il en soit, on peut affirmer dès à présent qu'avec la vapeur de butane, il est possible d'atteindre un rendement effectif d'au moins 35 et probablement de 40 p. 100 pour une surchauffe ne dépassant pas 450° C. Ces rendements seront encore meilleurs pour le pentane.

Des calculs plus précis ont permis de représenter l'échange de chaleur dans le dispositif de récupération et de fixer les pertes résultant de cet échange. Le décalage de température en fin de

récupération reste inférieur à 20°, ce qui correspond à une perte de 19 cal. par cycle. Cet échange de chaleur et l'évolution du cycle a été reproduit sur le diagramme T - s (fig. 21). Le rendement effectif de la turbine marchant au pentane de haute surchauffe a été déterminé par un constructeur de turbines à un minimum de 85 p. 100 pour des unités de 400 CV au moins. Les rendements thermiques totaux qui en résultent sont les suivants :

Vapeur de butane.....	450–20°	$\eta_{eff.}$ = 35 p. 100.
—	500–20°	$\eta_{eff.}$ = 36 —
Vapeur de pentane.....	450–20°	$\eta_{eff.}$ = 42,1 —
—	450–40°	$\eta_{eff.}$ = 38,7 —
—	500–20°	$\eta_{eff.}$ = 43,8 —
—	500–40°	$\eta_{eff.}$ = 40,9 —

Ces rendements seront très probablement largement dépassés; ils ne tiennent pas compte d'un rendement du générateur.

Dans la figure 21, un diagramme «réduit» a été tracé, en partant de la verticale adiabatique de détente et en admettant le cycle théorique sans pertes. Ce tracé donne une bonne représentation du rendement relatif du cycle par rapport au rendement de Carnot. Le passage de la vapeur de butane à la vapeur de pentane — ce qui a pour effet d'augmenter la température critique — fait apparaître un gain d'énergie qui est loin d'être négligeable. Ce diagramme est d'autant plus suggestif qu'il montre clairement l'effet de la surchauffe sur le rendement et l'amélioration de ce dernier par augmentation de la pression critique.

9. *Stabilité du butane.*

Un doute pourrait être émis au sujet de la stabilité chimique de la vapeur de butane à température élevée.

Cette objection n'est pas fondée. Des essais très sévères ont été entrepris à cet effet par les raffineurs de pétrole, qui ont trouvé que le butane est encore absolument stable sous une pression de 50 atm. à une température voisine de 500° C. La stabilité du propane, dont les caractéristiques thermodynamiques sont, comme nous l'avons dit précédemment, légèrement plus favorables que celles du butane, est encore plus grande : celle du pentane très légèrement inférieure. Cette stabilité n'existe pour ces corps que pour tant qu'ils sont exempts de composés hydrocarbures non saturés. C'est pratiquement le cas pour tous les

butanes et pentanes provenant des gaz naturels et des produits de distillation dits de tête. Les gaz de craquage par contre comportent souvent jusqu'à 40 p. 100 de composés non saturés, ayant

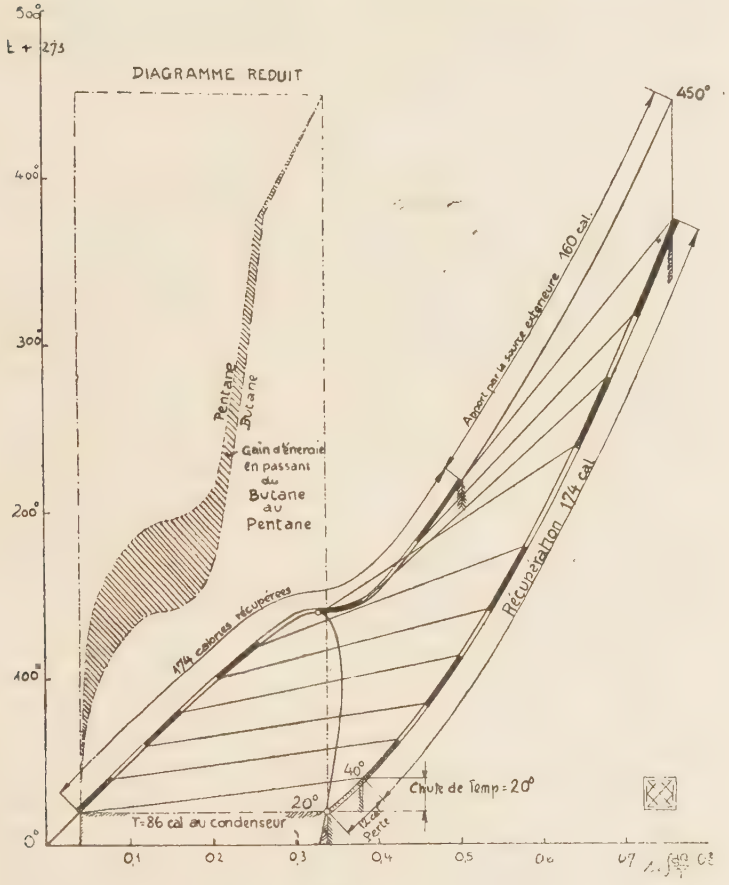


Fig. 21.

Butane. — Diagramme T-*s*. — Échanges de chaleur par le récupérateur.

des températures d'ébullition voisines des butanes et pentanes Pour utiliser les butanes de ces fabrications, il faut les soumettre à un raffinage par voie chimique. La troisième forme du pentane, le tétraméthylmétane est de par sa structure moléculaire l'hydro-

carbure léger le plus stable. Malheureusement il n'est disponible qu'en quantités encore insuffisantes.

Enfin, le butane est un corps indifférent, n'attaquant absolument pas les métaux quels qu'ils soient. Seule la présence de mousse de platine pourrait avoir des effets catalytiques, menant à une décomposition partielle à des températures supérieures à 350°.

C. — Applications pratiques.

L'examen des caractéristiques thermodynamiques du butane conduit à envisager la substitution de la vapeur de butane à la vapeur d'eau, chaque fois qu'il s'agira d'utiliser de la chaleur de faible température. En effet, les turbines servant à la détente de vapeur saturée de butane de 100° et moins, sont des machines très petites et très faciles à construire. Elles ne comprendront, en général, qu'une seule roue motrice avec aubages Curtiss. Ces machines, pour la même puissance, n'auront qu'une petite fraction du poids des turbines construites pour détendre de la vapeur d'eau dans les mêmes conditions de température. Ce raisonnement conduit également à remplacer la partie basse-pression des turbines à vapeur ordinaires par des parties basse-pression, travaillant au butane. Dans ce cas, il est évidemment nécessaire d'intercaler entre la partie haute-pression et la partie basse-pression un échangeur de chaleur. Des calculs, comparatifs, ont démontré que les surfaces de chauffe nécessaires des échangeurs sont d'un ordre de grandeur tel que ces appareils ne rendent pas prohibitive toute l'installation par un coût exagéré.

Lorsque la source chaude utile aura une température située entre 100° et 140°, l'emploi du butane donnera des résultats relativement défavorables. Dans ce cas, le véhicule de chaleur indiqué sera un mélange de butane et de pentane ou encore du tétra-méthylméthane, dont les caractéristiques thermodynamiques sont assez semblables à celles du butane commercial, mais dont le point critique se trouve déjà sensiblement au-dessus de 160°, et dont le point d'ébullition à pression atmosphérique reste en-dessous de la température de l'eau de réfrigération. L'emploi du butane et du pentane permettra d'atteindre des rendements thermiques insoupçonnés à l'heure actuelle, dès qu'on aura

recours à une haute surchauffe. Ce procédé nécessitera la construction de générateurs spéciaux pour la production de la vapeur surchauffée de butane ou de pentane. Ces générateurs se réduiront à des surchauffeurs, la vaporisation proprement dite, dès l'instant où il s'agit de marche à haute surchauffe, ayant lieu dans le désurchauffeur, se trouvant intercalé entre la pompe de réalimentation et le générateur-surchauffeur. Dès à présent, il semble certain que le pentane à haute surchauffe permettra, avec le dispositif prévu, d'atteindre des rendements effectifs de l'ordre de 40 p. 100 et plus pour des surchauffes d'environ 400-500° C.

La technique actuelle permet d'utiliser la vapeur de butane pour tirer de l'énergie de sources chaudes de faible température. Des turbines spéciales devront être construites, mais elles ne différeront que très peu des turbines à vapeur d'eau, construites pour des contre-pressions comparables. Les applications en sont multiples. De nombreuses industries ont des déchets de chaleur très importants, pour lesquels aucun moyen de récupération n'existe.

Citons à titre d'exemple les forges et aciéries, les cimenteries, les industries céramiques, les salines et la grande industrie chimique. Citons également les sources chaudes naturelles. Dans les aciéries, les quantités de chaleur perdue sont de l'ordre de grandeur de plus de 10 millions de cal.-heure, par haut-fourneau. Ces déchets de chaleur peuvent être mis en œuvre sans grande difficulté, soit directement, soit indirectement, par l'entremise d'économiseurs récupérateurs, qui, avec un rendement supérieur à 90 p. 100 peuvent céder la chaleur récupérée aux échangeurs producteurs de vapeur d'hydrocarbure.

Dans certaines régions, l'utilisation de sources chaudes naturelles pourrait être mise en œuvre avec des frais de premier établissement relativement peu élevés, et le prix du courant électrique ainsi produit ne dépasserait certainement pas celui résultant de la mise en valeur d'une chute d'eau.

La mise au point ultérieure de la détente de vapeur de butane de haute surchauffe permettra d'apporter à la marine des possibilités nouvelles, puisque, pour un poids égal, les organes moteurs pourront être d'une puissance supérieure et présenteront une sérieuse réduction de la consommation du combustible.

Ce problème, comme d'ailleurs celui de l'utilisation du butane ou pentane de haute surchauffe pour les centrales électriques

modernes, reste subordonné à la mise au point de générateurs appropriés.

D. — Conclusions théoriques.

La présente étude a fait ressortir que certaines vapeurs d'hydrocarbures utilisées comme véhicule de chaleur offrent des avantages pour la production de force. Les conditions de fonctionnement restent encore à préciser. Cela sera possible dès que des essais auront été faits en vue de connaître les caractéristiques thermodynamiques exactes de ces hydrocarbures, notamment aux températures élevées. Ces essais sont en préparation et seront activement poussés à l'école nationale supérieure du Pétrole à Strasbourg. Dès à présent, leur utilisation pour l'exploitation de sources de chaleur de température peu élevée doit donner des résultats intéressants. Une amélioration du rendement thermiques des générateurs de grande puissance peut être attendue de l'emploi de pentane et de butane comme véhicule de chaleur. Les machines mues par ce fluide prendront de plus en plus le caractère de véritables turbines à gaz. L'étude d'autres corps analogues pourrait peut-être amener à des résultats encore plus intéressants.

E. — Examen de cas concrets.

1. *Amélioration du rendement d'un groupe moteur à gaz de hauts fourneaux.*

La production de l'énergie nécessaire aux forges et aciéries a lieu dans des moteurs à gaz utilisant exclusivement des gaz de hauts fourneaux. Ces machines ont des caractéristiques et dimensions très déterminées et qui ne varient pour ainsi dire plus.

La puissance normale d'un moteur à gaz de hauts fourneaux varie de 2 à 5.000 CV au maximum. Le rendement ressort à 23-27 p. 100. Ce rendement est beaucoup meilleur que celui qui serait obtenu si les gaz étaient brûlés pour chauffer un générateur dont la vapeur serait utilisée dans une turbine. Malgré cela

les pertes — elles sont de plus de 70 p. 100 — restent très élevées.

Ces pertes se présentent sous trois formes différentes :

1° Pertes par rayonnement des cylindres, tuyauteries, etc.;

2° Pertes sous forme d'eau de refroidissement des chemises de cylindres, etc.;

3° Pertes par les gaz d'échappement quittant les cylindres à des températures de 500 à 550° C. en général.

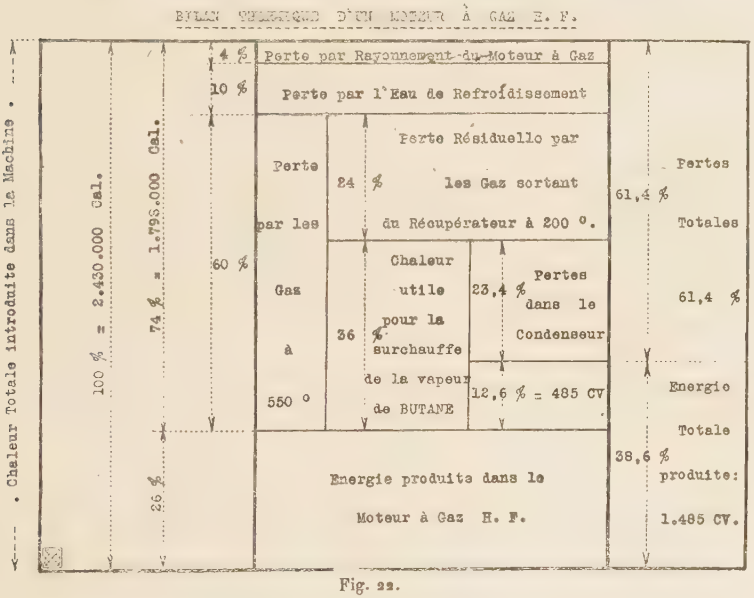


Fig. 22.

Les pertes par rayonnement des machines ne sont pas récupérables, elles ne présentent cependant qu'un petit pourcentage de la chaleur totale mise en œuvre (au maximum 5 p. 100).

Les pertes par refroidissement sont plus sensibles; elles pourraient être partiellement récupérées; le pourcentage en est cependant relativement si faible (environ 10 p. 100 de la chaleur totale mise en œuvre) que nous ne nous y arrêterons pas pour le moment.

Les pertes par les gaz représentent la partie réellement importante parce qu'elles atteignent au moins 60 p. 100 de la chaleur totale introduite dans la machine.

L'utilisation de ces gaz chauds permet de réchauffer des vapeurs de butane à au moins 400°, peut-être même 450°, si les surfaces d'échange sont de dimensions suffisantes. La température de ces gaz pourrait être abaissée jusqu'à environ 200°, probablement même davantage. On pourrait ainsi recueillir utilement sous forme de vapeur surchauffée de butane ou de pentane au moins 60 p. 100 des calories actuellement perdues.

La transformation de ces calories en énergie aurait lieu avec un rendement effectif voisin de 35 p. 100.

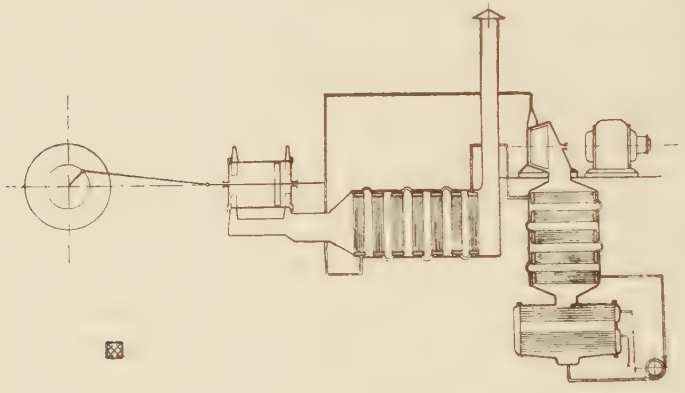


Fig. 23.

Le bilan total de la machine se présenterait alors suivant le tableau de la figure 22, en partant d'une unité théorique de 1.000 CV.

Ce bilan fait apparaître la possibilité de tirer d'un groupe moteur à gaz de hauts-fourneaux, complété par un groupe à vapeur de butane, un rendement total de 38,6 p. 100 au lieu de 26 p. 100, soit de récupérer au moins 400 CV par 1.000 CV installés.

L'installation du groupe de récupération, dont le schéma est tracé sur la figure 23 nécessiterait les organes suivants :

1° Un récupérateur de chaleur installé dans le tuyau d'échappement des gaz brûlés du moteur. Ce récupérateur est un surchauffeur de butane. Il serait constitué par un faisceau tubulaire unique, dans lequel la circulation de la vapeur de butane aurait lieu en contre-courant par rapport à la circulation des gaz. Les tubes seraient nécessairement de petit diamètre, au maximum

10 millimètres de diamètre intérieur, ils seraient en acier étiré. Ces tubes disposés en nappes serrées, seraient réunis entre eux de place en place par des points de soudure électrique, afin de créer des paquets indéformables, ne nécessitant pas d'étriers. Ils seraient mandrinés et soudés sur les collecteurs. Ce dispositif donne la possibilité d'obtenir avec une vitesse élevée un très bon brassage des gaz et de ce fait une relativement bonne transmission de chaleur; de plus, il serait possible de concentrer environ 300 mètres cubes de surface au mètre cube de faisceau tubulaire. Enfin, le prix de ces surfaces serait peu élevé, en raison de la simplicité de la conception.

Les valeurs exactes des coefficients de transmission de chaleur ne pourront être déterminés qu'au moyen d'essais, des calculs théoriques permettent cependant des estimations. Il a pu être établi que la surface nécessaire à la récupération des calories des gaz pour une chute de température de 550° à 200° et pour un réchauffage de vapeur de 150 à 450° serait de l'ordre de 500 mètres carrés par 1.000 CV produits dans un moteur à gaz HF. Un dispositif de soufflage est indispensable pour le nettoyage des surfaces.

2° La turbine proprement dite. Sa construction n'occasionnerait aucune difficulté, des essais d'écoulement des vapeurs devraient être faits en vue de la détermination de la forme précise à donner aux tuyères, en vue d'un rendement maximum.

3° Un condenseur à surface. Cet organes serait identique à ceux utilisés dans la Marine derrière les turbines à vapeur d'eau, il devrait être d'un timbre suffisant (environ 3 atm.), moins si l'on utilise le Tétraméthylméthane.

4° Le désurchauffeur intercalé entre la turbine et le condenseur Cet organe serait de construction tout à fait semblable au surchauffeur récupérateur décrit sous 1°. Sa surface totale serait d'environ 1.000 mètres carrés par 1.000 CV produits dans la turbine.

5° Un organe de réalimentation.

6° Les organes de contrôle, réglage, sécurité, etc.

L'emplacement nécessaire est inférieur à 10 × 10 mètres pour un groupe de 2.000 CV (c'est-à-dire derrière un moteur de 5.000 CV).

Les frais de premier établissement d'un groupe de cette importance seraient de l'ordre de 1.500.000 francs (1936). Si l'on évalue la valeur du kilowat-heure produit à 0 fr. 10 et si l'on admet 4.000 heures d'utilisation annuelle, le groupe de 2.000 CV assurerait une recette de $4.000 \times 0{,}10 \times 2.000 \times 0{,}736 = 588.000$ francs.

Si l'utilisation était de 8.200 heures par an, la valeur de l'énergie produite serait de 1.200.000 francs. En d'autres termes, l'amortissement de l'installation aurait lieu en quinze mois au moins et en trois ans au plus.

2. *Applications primaires.*

Lorsque la vapeur surchauffée d'hydrocarbure est utilisée pour la production de force, avec source de chaleur autonome, la construction du surchauffeur devra être adaptée au combustible. Dans l'exemple précédent, où la source de chaleur était constituée par des gaz de combustion relativement froids et propres, aucun

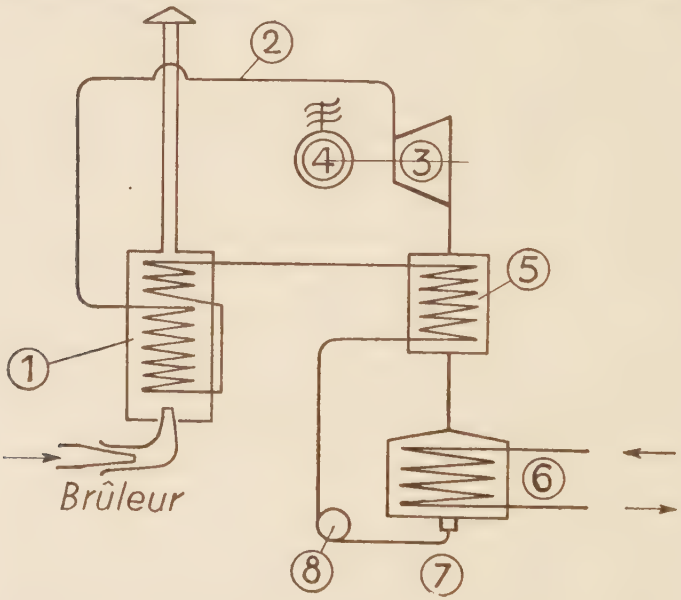


Fig. 24.

1) Chaudière (surchauffeur). — 2) Arrivée de vapeur. — 3) Turbine. — 4) Alternateur. — 5) Désurchauffeur-réchauffeur du condensat. — 6) Condenseur. — 7) Conduite à pentane liquide. — 8) Pompe de réalimentation.

encrassement n'est à craindre et aucune oxydation exagérée des tubes n'est à prévoir. Dès l'instant où la combustion a lieu dans le surchauffeur lui-même les températures à envisager sont de l'ordre d'au moins 1.200° et la combustion ne sera pas exempte de poussières et, du moins par moments, de gaz oxydants. Si le combustible utilisé est gazeux ou liquide, ces inconvénients ne seront pas grands, le surchauffeur à tubes minces et rapprochés pourra être conservé, sauf pour les premières nappes qui devront nécessairement être constituées par des tubes à parois épaisses et d'un espacement permettant un décrassage facile.

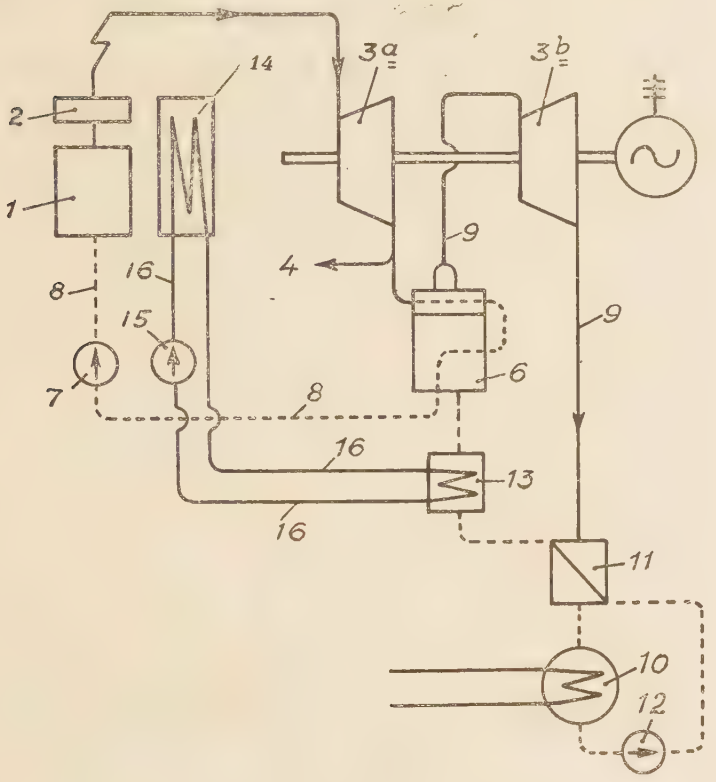


Fig. 25.

1) Générateur primaire (H_2O). — 2) Surchauffeur. — 3) Turbo-alternateur. — 4) Vapeur de soutirage. — 5) et 6) Condenseur évaporateur de C_4H_{10}. — 7) Réalimentation. — 8) Tuyauteries. — 9) Conduite de C_4H_{10}. — 10) Condenseur de C_4H_{10}. — 11) Désurchauffeur. — 12) Pompe de réalimentation C_4H_{10}. — 13), 14), 15) et 16) Circuit de réchauffage du C_4H_{10} par économiseur du générateur.

L'emploi de combustibles solides nécesitera des nappes primaires en tubes épais beaucoup plus importantes et des moyens de soufflage particulièrement puissants, sous peine de voir diminuer les rendements de façon inquiétante.

Si les précautions indiquées sont prises, il devrait être possible d'atteindre des rendements des générateurs à vapeur de l'ordre de 90 p. 100, avec emploi de combustibles liquides et d'au moins 85 p. 100 avec combustibles solides, brûlés dans des foyers mécaniques.

A titre d'indication, nous donnons dans le croquis n° 24 le schéma d'un groupe turbo-alternateur marchant à la vapeur de pentane.

Le croquis 25 montre une groupe fonctionnant à deux corps.

Combinaison de la production de force et de la production de chaleur.

Chaque fois qu'il est possible de trouver une utilisation de chaleur pour des besoins industriels ou de chauffage, il est possible de produire une certaine quantité de force avec un rendement thermique qui est théoriquement de 100 p. 100. Cette quantité d'énergie produite à rendement élevé est cependant relativement faible et atteint par exemple dans les papeteries qui utilisent industriellement la vapeur à moins de 2 kilogrammes effectifs moins de 1.500 CV pour 10.000.000cal. h. utilisés, la vapeur d'eau ayant 25 kilogrammes et 300° au départ des générateurs. Même en allant à 45 kilogrammes et 450°, on ne pourrait guère dépasser 2.000 KW par 10.000.000 de calories distribuées.

Malgré cette proportion faible d'énergie produite pour une quantité déterminée de chaleur distribuée, on preconise depuis un certain temps de considérer la force comme sous-produit de la distribution de chaleur. Les quantités de chaleurs utilisées industriellement ou pour le chauffage sont en effet considérables et, dans un système économique bien conçu, il devrait être possible d'éviter une grande partie des pertes de chaleur inhérentes à la production de la force par machines thermiques. L'utilisation des vapeurs polyatomiques donne une possibilité de mettre en pratique ce postulat. En partant de vapeur de benzène (C_6 H_6) surchauffée à 450° (limite extrême de sa stabilité), on pourrait produire plus de 7.000 CV par 10.000.000 calories distribuées

par heure, ces calories étant au potentiel de 140° C au départ. La proportion peut être améliorée, si la chaleur distribuée peut présenter une température inférieure.

Cette méthode ouvre également des horizons nouveaux à certaines industries. Celles qui ont besoin de plus de force que les quantités obtenues avec rendement de 100 p. 100 sont très nombreuses et ont recours à des turbines à soutirage. Le rendement thermique s'en ressent forcément et il semble être facile de produire dans la plupart des cas l'énergie nécessaire à raison de 632 cal./CV, abstraction faite des pertes mécaniques. Ce sera notamment le cas pour un grand nombre de papeteries, usines de teinture et de finissage textile et pour la fabrication de soie artificielle. D'autres industries (fabrication de chlorure de potasse) pourraient même fournir aux réseaux des excédents d'énergie considérables.

Les idées qui viennent d'être précisées méritent une attention particulière, leur mise en application semble devoir avoir une répercussion profonde sur certaines industries et pourraient donner lieu à des conceptions quelque peu différentes de l'économie thermique actuelle.

CHAPITRE III.

POMPE DE CHALEUR.

A. — Bases du problème.

L'emploi du butane ou d'un mélange de butane et de propane comme véhicule d'énergie dans les cycles frigorifiques est courant aux États-Unis d'Amérique. Dans ces machines, les frigories sont produites soit sous forme de glace, soit sous forme d'eau rafraîchie. L'application correspondante pour le chauffage semble cependant inédite. Dans ce cas, les calories puisées dans le réfrigérant sont valorisées au moyen d'une dépense d'énergie et cédées à une température plus élevée dans le condenseur. Ce procédé déjà appliqué à la vapeur d'eau dans l'industrie pour la concentration des solutions présenterait un gros intérêt pour les distributeurs d'électricité, parce qu'il donne une solution économique pour le chauffage électrique. Un kilowatt-heure représente dans son utilisation classique pratiquement 840 calories.

Lorsqu'une source de chaleur inférieure existe sous forme d'eau de réfrigération, d'une tempéature voisine de 10°, en quantité abondante et à un prix bas, plus de 3.000 calories pourront être distribuées au moyen de ce même kilowatt-heure à un potentiel de plus de 40° C. La compression de la vapeur de butane pourra se faire avec facilité dans un engin rotatif, en raison de la densité élevée de cette vapeur aux environs de 0°.

1. *Raisons du choix du butane.*

L'étude du cycle thermique de vapeur de butane fait apparaître comme caractéristique principale la particularité suivante. La compression adiabatique de vapeur saturée de butane dans les limites d'emploi d'une pompe de chaleur aboutit toujours dans la zone de vapeur humide. Cette propriété est particulière aux hydrocarbures et ne se rencontre pas pour les autres corps envisagés

jusqu'à présent et notamment l'acide sulfureux et l'ammoniaque. Elle est essentielle, si l'on cherche à obtenir de bons rendements.

Le butane est un corps absolument indifférent vis-à-vis des métaux usuels. Se présentant sous forme de produit pur et homogène, il ne provoque ni dépôts ni corrosions sur les parois des organes de circulation.

Les pressions limites des vapeurs au cours du cycle sont à la source de chaleur inférieure d'un peu plus de la pression atmosphérique et à la source supérieure d'environ 7 atm. abs. Les appareils d'échange restent de construction normale sans timbre élevé, le compresseur est une machine courante, telle qu'elle existe pour la compression de l'air.

Le butane présente un désavantage. C'est un gaz inflammable, mais non toxique. Des précautions sont donc à prendre pour limiter dans la mesure du possible les causes de fuites et pour empêcher des fuites éventuelles de provoquer des incendies.

2. *Evolution théorique du cycle.*

Le cycle de la pompe de chaleur est celui d'une machine frigorifique, dans laquelle une quantité de chaleur aussi élevée que possible est cédée à la source supérieure de chaleur. Le cycle comprend quatre temps :

1° Extraction de chaleur de la source inférieure de chaleur en vue de vaporiser le fluide en circuit;

2° Compression adiabatique du fluide sous dépense d'énergie mécanique;

3° Compression iothermique du fluide, ou sa condensation liée à la cession d'une partie de sa chaleur à la source supérieure;

4° Détente adiabatique théoriquement sous récupération d'énergie mécanique.

L'évolution des échanges de chaleur au cours du cycle apparaîtra clairement dans l'étude d'un exemple numérique.

3. *Cycle pratique.*

Soit $t_0' = 10$°C la température de la source inférieure de chaleur.

$t' = 55$°C la température de sortie de l'eau du condenseur

correspondant, à la température de départ de l'eau d'un chauffage central fonctionnant entre 45° et 55°C.

Afin d'avoir une marge large pour les échanges de chaleur dans le condenseur et le vaporiseur, les températures de vapeur sont admises comme suit :

$t_0 =$ 0° température de la vapeur de butane détendue;

$t =$ 60° température de la vapeur de butane comprimée.

Le cycle énergétique évolue alors de la manière suivante :

1° *Vaporisation du butane.* — A sa sortie de la soupape de détente, la vapeur de butane à 0°C est d'une humidité telle que sa chaleur totale ressort à 36,9 cal. La vaporisation complète de cette masse jusqu'à saturation relève sa chaleur totale à 89,7 cal. La différence, soit 52,8 cal. auront été puisées dans l'eau de la source inférieure de chaleur.

2° *Compression adiabatique dans un compresseur.* — La dépense d'énergie pour comprimer la vapeur saturée de 0°C jusqu'à 60°C ressort du diag. $i - s$ à 16 cal.

En fin de compression, la chaleur totale de la vapeur se sera accrue de ces 16 calories à 105,7 cal. Elle se présentera sous forme de vapeur de 60° de température de saturation, mais avec environ 8 p. 100 d'humidité.

3° *Condensation isothermique.* — En la poussant jusqu'à 100 p. 100 d'humidité, la chaleur totale du butane liquide de toujours 60° sera de 36,2 cal. La différence, soit $105,7 - 36,9 = 68,8$ cal. auront été cédées au fluide condenseur (l'eau de chauffage). Ces 68,8 cal. cédées à haut potentiel de température se composent des 52,8 cal. extraites de la source inférieure et des 16 calories de travail mécanique du compresseur.

4° *Détente.* — Théoriquement, cette dernière devrait avoir lieu adiabatiquement, sous récupération d'énergie. Pratiquement, cela n'est pas possible, d'où perte. Si la détente avait lieu dans un cylindre sous récupération d'énergie, la dépense de compression se réduirait de cette quantité d'énergie retrouvée; de plus, les 3,5 cal. que représente cette récupération, viendraient en déduction des 36,9 cal. de chaleur totale du fluide en fin de détente.

En tenant compte de la non-récupération, le facteur de transformation s'établit à :

$$E = \frac{68.8}{16,0} = 4,32$$

c'est-à-dire que pour chaque 860 calories introduites sous forme d'un kilowatt-heure énergie dans le cycle,

$$4,32 \times 860 = 3.720 \text{ calories}$$

seront disponibles au potentiel de 55°C.

Ce chiffre ne tient cependant pas compte du rendement moteur-compresseur.

4. *Rendements pratiques.*

La compression dans le compresseur a lieu adiabatiquement. Les pertes thermodynamiques sont impossibles dès que le compresseur est bien calorifugé. Il n'y a donc lieu de tenir compte que du rendement mécanique, encore les pertes seront-elles en partie réintégrées dans le cycle, par suite de leur récupération sous forme d'énergie thermique! Néanmoins, nous admettons les pertes d'un compresseur rotatif à 10 p. 100 et le rendement du moteur à 92 p. 100.

1 kilowatt-heure aux bornes du moteur mettra donc au potentiel de 60° $3.720 \times 0,9 \times 0,92 = 3.080$ calories puisées à 0°C.

5. *Application au chauffage électrique.*

L'exemple numérique a été choisi à dessein correspondant à un cas concret, soit au remplacement de la chaudière d'un chauffage central de bonne construction et fonctionnant pendant une journée de froid moyen. Ce chauffage aurait normalement pour la journée très froide un départ d'eau à 65°C (retour à 55°) et pour la journée de froid moyen 55° (retour 45°). La différence de température pour l'échange de chaleur serait donc en moyenne de $60 - \frac{55+45}{2} = 10°$.

L'eau de la source inférieure a été admise à 10°. Refroidie à 3°, elle est en moyenne de 7° plus chaude que le fluide à vaporiser. Ces marges de 10° et de 7° sont très larges. En augmentant les surfaces d'échanges des appareils échangeurs, ils peuvent être réduits à au moins moitié. Il en résulterait une amélioration du facteur de transformation de la pompe de chaleur.

D'autre part, la journée choisie est plus froide que la moyenne des journées de chauffage; le prix de la calorie établi pour cette marche sera donc plus défavorable que la réalité.

6. *Prix de revient du chauffage.*

Pour distribuer 15.000 cal./heures sous forme d'eau à 55°, au départ, retour à 45°C, il faut dépenser à l'heure :

$$\frac{15.000}{3080} = 4{,}87 \text{ KWH aux bornes,}$$

$$\text{de plus } \frac{15.000 - 4{,}87 \times 860}{7} = \frac{11.800}{7} = 1{,}7 \text{ m}^3 \text{ d'eau.}$$

En mettant le kilowatt-heure à 0 fr. 40, le mètre cube d'eau à 0 fr. 25, la dépense horaire ressortira à :

$$\begin{aligned} 4{,}87 \times 0{,}40 &= 1{,}946 \quad (a) \\ 1{,}7 \times 0{,}25 &= 0{,}425 \\ \text{Total..} \quad & 2{,}370 \text{ francs,} \end{aligned}$$

soit $\frac{2{,}37}{15} = 0{,}158$ francs par thermie (1.000 calories).

Ce prix est très inférieur au prix demandé par la C^ie^ Par. de C. U., qui demande pour les gros consommateurs un minimum de 0,20/thermie.

A Villeurbanne, où le courant électrique force coûte environ 0 fr. 36, les calories de chauffage urbain sont vendues aux particuliers à environ 0,140/thermie (1936).

La figure 26 donne le schéma d'une installation de pompe de chaleur pour un chauffage central marchant à une température inférieure à 80°C.

B. — Essais pratiques.

Une solution si intéressante pour l'économie nationale ne pouvait rester sans suite. Dès 1936, des essais ont été entrepris à l'École Nationale Supérieure du Pétrole à Strasbourg, avec le but suivant :

1. *But des essais.*

1° Faire la preuve pratique de la possibilité d'obtenir des

facteurs de transformation d'au moins 3.000 cal./KH pour la production d'eau de chauffage de 55°C.

2° Préciser la nature du lubrifiant servant au graissage du compresseur (ce lubrifiant existe et est actuellement étudié par M. le professeur Hugel à l'École du Pétrole pour le cas envisagé).

3° Déterminer définitivement la forme à donner pratiquement au système de réglage : variation du nombre de tours du compresseur ou uniquement réglage par les soupapes d'étranglement et d'admission.

2. *Essais faits avec un Groupe de Laboratoire à l'Ecole Nationale Supérieure du Pétrole à Strasbourg le 21 novembre 1936.*

Le groupe, établi avec des moyens de fortune (schéma 26) se composait de :

Source inférieure de chaleur. — Un échangeur de 6 m² de surface de chauffe totale constituée par des tubes en laiton 12/10, dont l'intérieur est balayé par de l'eau prise au robinet. Cette eau est employée comme source de chaleur pour la vaporisation du butane.

Source supérieure de chaleur. — Un échangeur de 4 m² de surface de chauffe, de construction semblable au premier.

Compresseur. — Le compresseur est un appareil à palettes, construit pour 2.850 tours, le graissage se fait par lubrifiant spécial non soluble dans le butane, au moyen d'une pompe de graissage Bosch. Le volume engendré par le compresseur est de 60 m³/heure. Les sections de passage, à l'aspiration du moins, sont nettement insuffisantes. Le compresseur est muni d'une double enveloppe permettant, en cas de besoin, une réfrigération. Il n'est muni que d'un seul presse-étoupe, l'autre bout d'arbre étant logé à l'intérieur du corps. Sa sortie est munie d'un clapet de retenue de construction ordinaire. Le détendeur, à la sortie de la source supérieure de chaleur, est constitué par un robinet à pointeau, dont le réglage est fait à la main.

Moteur d'entrainement. — Moteur triphasé 125 volts, 3.000 tours, 9 CV, dont le rendement devait être de 91 p. 100 à pleine charge,

mais qui n'a guère dû dépasser 80 p. 100 à demi-charge et encore moins à charge plus réduite.

Evacuation de la chaleur. — L'évacuation de la chaleur transmise à la source supérieure de chaleur est obtenue par une circulation d'eau au moyen d'une pompe. L'eau est refroidie dans un échangeur auxiliaire intercalé dans le système de circulation. Ce circuit d'évacuation de chaleur est muni d'un compteur d'eau précis. Des thermomètres sont disposés à l'entréeet à la sortie de l'échangeur.

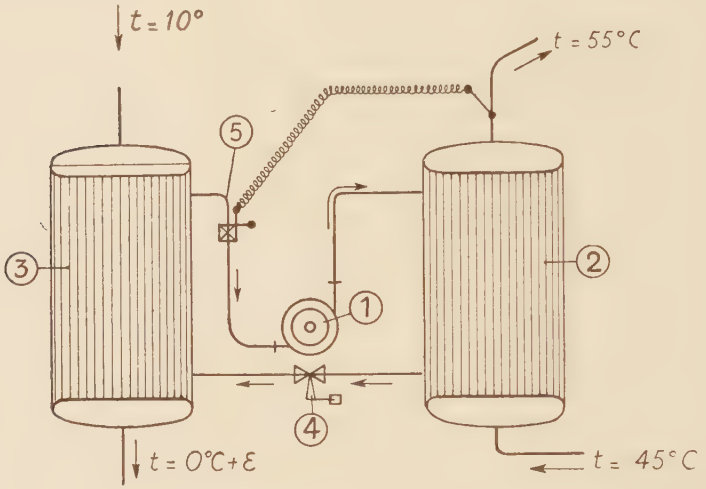


Fig. 26.

1) Compresseur. — 2) Condenseur. — 3) Évaporateur. — 4) Détendeur. — 5) Régulateur.

Mise en marche. — Le moteur triphasé employé était un moteur à bagues.

En raison des étincelles toujours possibles sur un appareil d'essai au moment de la mise en marche et des dangers d'explosion qui peuvent en résulter, les bagues ont été court-circuitées par un manchon en cuivre. Le démarrage a été obtenu au moyen d'un rhéostat à liquide, situé à une quinzaine de mètres de l'appareil.

Le compresseur a révélé aux premiers moments de son fonctionnement un échauffement exagéré.

Après analyse, il a été reconnu que le nombre de palettes était trop grand. La réduction du nombre des cellules a fortement

diminué la surchauffe. L'échauffement étant encore trop important, une réfrigération a été disposée de la façon suivante :

L'eau de retour du circuit d'évacuation de chaleur a été bypassée avant son entrée dans l'échangeur, à travers la double enveloppe du compresseur. Les calories retirées ont ainsi été réintégrées dans le circuit thermique. La quantité d'eau du circuit d'évacuation de chaleur était réglable au moyen d'un jeu de vannes.

Il a été notamment possible de maintenir une température constante à l'aller et au retour de ce circuit.

Le graissage s'est révélé absolument efficace. Le lubrifiant collecté dans un système analogue à un déshuileur, a permis de recueillir le lubrifiant, dont on s'était servi précédemment. Son réemploi ne cause aucune difficulté.

Le presse-étoupe spécial n'a rien laïssé passer, même pas de traces de butane, produit cependant très fuyant.

La figure 27 montre une photographie de la première installation d'essai montée à l'École nationale supérieure du Pétrole à Strasbourg.

Mesures en période stable. — Après un fonctionnement d'une heure environ, un régime stable s'étant établi, les mesures suivantes ont été effectuées :

Source inférieure de chaleur. L'eau de ville pénètre dans le bas de l'évaporateur à une température de 9°C et ressort à une température de 5° C.Le débit de l'eau mesuré par le compteur ressort à 740 l./heure.

Groupe moto-compresseur. La mesure au wattmètre de la puissance absorbée par le moteur électrique donne 4,32 kW. La puissance absorbée par le compresseur seul est inférieure à 0,8. 4,32 = 3,45 kW.

Source supérieure de chaleur. L'eau de retour représentative du retour du chauffage central est à la température de 46°C, l'eau du départ du condenseur est à 55,5°C. Le débit mesuré est de 860 l./heure. Le nombre de calories utiles déversées au refroidisseur — dans les conditions identiques au fonctionnement d'un chauffage central-ressort à 850 (55,5 — 46) = 8.170 cal./heure.

Chaque kW. aux bornes a donc permis de déverser des calories puisées à un potentiel de 5 à 9°C à une température de 55,5°C à raison de :

$$\frac{8170}{4,32} = 1900 \text{ cal/kw dépensé.}$$

Si le moteur avait eu un rendement de 100 p. 100 ce chiffre se serait augmenté à :

$$\frac{8170}{3,45} = 2370 \text{ cal/kw introduit dans le compresseur.}$$

Et si le moteur avait été adapté à la puissance désirée, il aurait un rendement de 90 p. 100 et la dépense aux bornes aurait été de 3,83 kW.

$$\frac{8170}{3,83} = 2130 \text{ cal/kw auraient été disponibles.}$$

Ce résumé fait apparaître que le groupe compresseur a un mauvais rendement. En fait, il ne devrait pas absorber théoriquement plus de 1,9 kW. pour 8.170 cal. et marche entre les limites de températures indiquées et un rendement de 100 p. 100.

Son rendement ressort ainsi à environ : $\frac{1,9}{3,45} = 55$ p. 100, et 3,45 — 1,9 = 1, 55 kW., soit 1.350 cal. de l'énergie introduite, sont purement et simplement transférées à l'eau sous forme de chaleur sans avoir contribué à la compression adiabatique. Ces calories provenant soit de frottements, soit de laminages des gaz se retrouvent en fin de compression sous forme de surchauffe.

D'autre part pour compléter le bilan thermique, il faut comparer le chiffre des calories cédées par la source inférieure de chaleur avec les calories débitées.

La source inférieure de chaleur a fourni 740 (9 — 5) = 2.960 cal.; il faut y ajouter les 3,45 kW. du compresseur, soit 2.980. On trouve au total :

$$2.960 + 2980 = 5940 \text{ cal.}$$

La différence, soit 2.230 cal. ont été introduites à la source inférieure de chaleur par l'ambiance. En effet, la salle de laboratoire était chaude et en raison de l'étendue superficielle considérable des tuyauteries et de l'évaporateur ces calories sont entrées dans le circuit sans dépense d'eau de ville. Ce dernier point est dû au non calorifugeage. Dans la pratique — marche du groupe dans une cave — c'est plutôt le phénomène contraire qu'il faudrait envisager. Le calorifugeage du côté froid est presque aussi essentiel que celui du côté chaud.

Le rendement faible du groupe est dû tant au principe même du compresseur qu'à son régime très rapide et à sa faible capacité

Le rendement est d'ailleurs assez conforme aux données du constructeur.

Avec un compresseur de seulement 80 p. 100 de rendement et un moteur de 0,9, plus de 3.200 cal. seraient disponibles par kW. dépensé aux bornes, toutes conditions restant les mêmes.

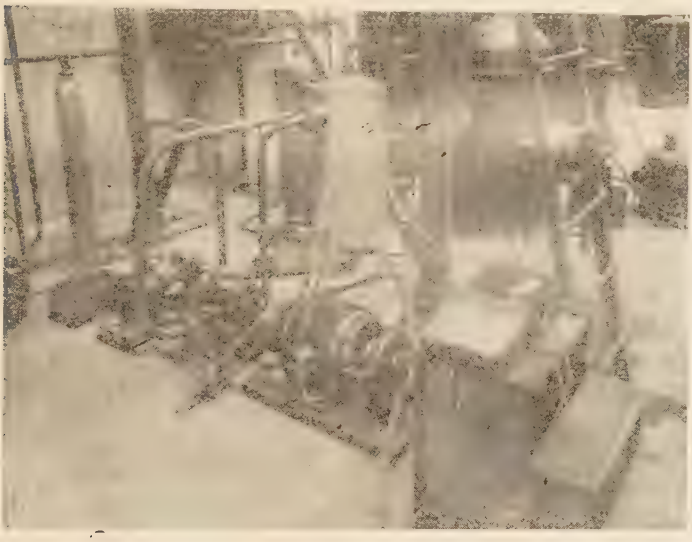


Fig. 27.

C. — Résultats et conclusions.

La place n'est pas ici de donner les résultats numériques observés, lors des essais continués à l'échelle industrielle dans une usine de la région parisienne. Pratiquement, le but primitif des essais a été atteint. Nous pouvons assurer que dès à présent, il est possible d'atteindre la valorisation de 3.000 cal. de 5° à 60° par kWH d'énergie électrique dépensé aux bornes d'un moteur. Les coefficients de transmission de chaleur, bien qu'encore peu précis, sont connus dans leur ordre de grandeur. Le problème de la lubrification est résolu. Des moyens pratiques de réglage ont été expérimentés et ont donné des résultats satisfaisants. Mais de nouvelles difficultés ont surgi : le bruit s'est révélé comme

obstacle sérieux à l'industrialisation du procédé : les questions de sécurité de marche et d'automaticité ont conduit à envisager des compresseurs construits suivant des principes complètement différents. Enfin, le prix du fluide de la source froide a amené à envisager des appareils utilisant l'air comme agent chauffant dans l'évaporateur. Ce dernier problème est particulièrement ardu, en raison des phénomènes de givrage. Nous avons pu trouver deux solutions sur lesquelles il ne nous est malheureusement pas possible de nous étendre pour le moment.

Quoi qu'il en soit, nous pensons être sur la voie de la réalisation pratique et pouvoir présenter dans un avenir rapproché des installations de chauffage électro-thermo-dynamiques fonctionnant avec un rendement suffisant et donnant toutes garanties de sécurité de marche et d'automaticité complète.

Qu'il nous soit permis à cette occasion d'adresser l'expression de notre profonde reconnaissance à tous ceux qui nous ont facilité nos recherches, particulièrement à M. le professeur Weiss, directeur de l'École de Pétrole, et à M. le professeur Hugel, dont les conseils aussi éclairés qu'amicaux nous ont été des plus précieux, à M. E. O. Meyer, administrateur-délégué de l'Electricité de Strasbourg et à la Compagnie des Compteurs de Montrouge, qui ont mis très obligemment du matériel électrique et des appareils de mesure à notre disposition, à notre ami André Kœchlin, dont l'intérêt pour nos recherches ne s'est pas démenti un seul instant, depuis les premiers débuts. Enfin, nous tenons à adresser nos remerciements les plus vifs à M. Marcel Mallet, qui nous a permis de mettre notre procédé au point, en nous donnant la possibilité de faire une démonstration pratique dans l'une de ses usines. Nous remercions également M. le docteur Lehrer, assistant de M. le professeur Hugel, ainsi que M. Le Bodic, ingénieur aux Établissements Mallet, pour leur aide si précieuse lors des essais.

DEUXIÈME PARTIE

LES MACHINES À UTILISATION DESTRUCTIVE

OU MOTEURS À COMBUSTION INTERNE

CHAPITRE PREMIER.

LES MACHINES À PISTONS.

1. *Les cycles classiques.*

Il ne saurait être question dans cette étude de traiter les moteurs à explosion ou à combustion interne à pistons. Ces machines ont été étudiées, réalisées et sont aujourd'hui d'un usage courant. Par contre, il est manifestement intéressant de faire le point sur l'état de la question et de l'éclairer à la lumière des bases théoriques. De même, il sera intéressant de cristalliser les tendances actuelles en vue d'une amélioration tant du point de vue du rendement que de celui des réalisations mécaniques. Enfin, il y aura lieu d'analyser un cycle amélioré qui pourrait donner naissance à des machines travaillant plus économiquement.

Théoriquement, on connaît deux systèmes d'évolution des gaz dans les moteurs : les moteurs à explosion et les moteurs à combustion sous pression constante, que les cycles à l'intérieur des machines soient accomplis, en deux ou ce qui est plus général, en quatre temps.

Le moteur à explosion a été étudié théoriquement par Beau de Rochas. Son cycle est représenté par le diagramme *p. v.* et représenté par la figure 28. B C est une compression théoriquement adiabatique. DE une détente également adiabatique, tandis que CD est l'explosion, soit une compression à volume constant et EB soit l'évacuation une détente également sous volume constant.

Le rendement de ce cycle est égal à :

$$\eta = \frac{T_c - T_B}{T_c}$$

le rendement est fonction du facteur de compression.

Le résultat de ce cycle est théoriquement assez bon, on pourrait atteindre environ 42 p. 100, mais ce chiffre est fortement amputé par suite des pertes mécaniques du système qui comprend pistons et bielles, des pertes de chaleur obligatoirement impor-

tantes par suite de la nécessité de refroidir les parois des cyclindres, des pertes de charge des gaz ou de l'air à l'entrée, la sortie et au balayage. Une amélioration pourrait être obtenue, si la détente était prolongée jusqu'en E'. Le gain est représenté par le triangle EE'B. Malheureusement, cette amélioration n'est que très rarement applicable, parce qu'elle conduit à un allongement important de la course des pistons et de ce fait à des complications mécaniques considérables.

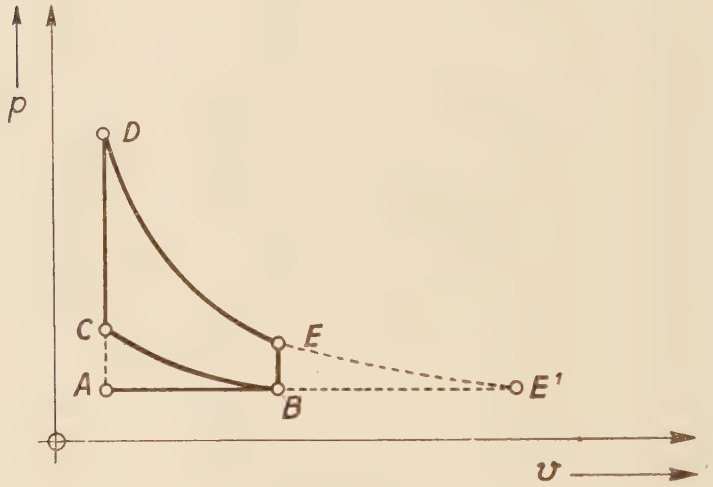


Fig. 28.
Cycle de Beau de Rochas.

D'un autre point de vue, le facteur de compression ne peut pas être poussé au delà d'une certaine limite. Il est fonction de la température à laquelle l'allumage se fait spontanément. Des progrès sérieux, mais limités, ont été obtenus dans le sens de l'augmentation du facteur de compression, grâce à des améliorations apportées dans la composition des combustibles liquides légers, essence. Leurs qualités antidétonnantes sont déterminées par le nombre «octane» et avec les meilleures essences, on peut aujourd'hui obtenir des rendements pratiques de l'ordre de 28 p. 100.

L'utilisation de combustibles lourds ne permet plus la carburation par simple évaporation et les hydrocarbures au delà du pétrole lampant doivent nécessairement être utilisés dans des machines d'un type différent. Diesel a été le premier à décrire ce

nouveau cycle, dont la caractéristique est la combustion sous pression constante. L'idée directrice a été d'augmenter le facteur de compression à un taux suffisant pour amener l'air de combustion adiabatiquement à une température suffisante pour assurer l'allumage spontané du combustible liquide introduit non plus à l'état gazeux, mais de liquide pulvérisé. Le rendement théorique du moteur Diesel, malgré son évolution différente, est identique à celui du cycle Beau de Rochas, soit :

$$\eta = \frac{T_c - T_b}{T_c}$$

mais il est clair que le facteur de compression pouvant être beaucoup plus élevé, le rendement se trouvera finalement amélioré.

L'évolution du cycle Diesel est figurée dans le diagramme en $p\ v$ comme l'indique le croquis 29.

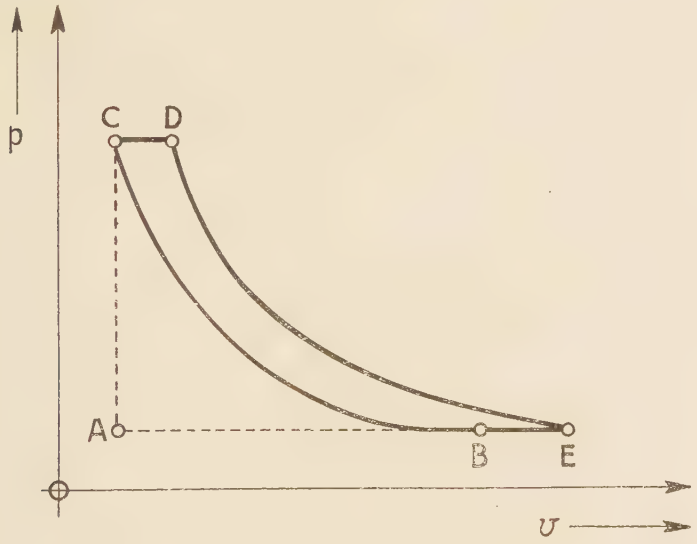


Fig. 29. — Cycle de Diesel.

La combustion se fait de C à D. La pression est maintenue constante, mais la température augmente. Il en résulte une augmentation de volume spécifique. La détente a lieu de D à E théoriquement le long d'une adiabatique. De E à B, le gaz brûlé est ramené à la température de l'air frais à l'admission, d'où diminu-

tion de volume spécifique et enfin la compression adiabatique de B à C.

Contrairement au cycle de Beau de Rochas, aucune amélioration n'est possible par allongement de la course du piston; c'est bien pour cela que dans une turbine à gaz, pour laquelle la course du piston est théoriquement infiniment grande, le cycle à explosion est plus favorable que le cycle Diesel, pour un même facteur de compression.

Avec une machine Diesel, on peut arriver à des rendements de 37 à 39 p. 100 dans les conditions les plus favorables. Il n'en reste pas moins vrai que la construction de ces machines est beaucoup plus délicate, en raison des pressions élevées à la compression et que, malgré les avantages d'économie et de sécurité (suppression du danger d'explosion manifeste), ces machiens n'ont pu remplacer les moteurs d'autos, machines à explosion de faible puissance. Cela est d'autant plus étonnant, que le Diesel a l'avantage d'une courbe caractéristique de rendement (rendement en fonction du pourcentage de la charge) très plate par rapport au moteur à essence, dont le rendement décroît très rapidement pour des charges inférieures à 50 p. 100 de la normale.

Les pressions élevées dans le Diesel rendent enfin sa construction très difficile, dès qu'il s'agit de la construction de machines légères (auto, aviation). La condition presque inéluctable pour les machines légères, de la construction de cylindres à simple effet, abaisse le rendement dans des proportions considérables. Malgré tout, on peut espérer voir peu à peu les moteurs Diesel remplacer les moteurs à essence. Des travaux méritoires ont été tentés dans ce sens dans plusieurs pays et les résultats déjà acquis par Junckers en Allemagne, Clerget en France, sont des plus encourageants.

2. *Améliorations des cycles de Beau de Rochas et de Diesel dans les machines à pistons.*

Une seule amélioration a été proposée jusqu'à présent : la régénération. Les chaleurs résiduaires à la sortie des gaz d'échappement sont utilisées pour la production de chaleur d'une machine à vapeur auxiliaire, cette machine pouvant être à piston ou du type turbine. M. Stodola a calculé qu'on pourrait ainsi espérer arriver à un rendement global de l'ordre de 43 p. 100 environ. Mais ce

gain de 4 à 5 points enlève aux groupes ainsi équipés tout caractère de simplicité; leur prix serait de plus très élevé, rendant ces solutions peu intéressantes.

Nous allons examiner si des rendements de cet ordre ou même supérieurs ne sont pas possibles dans des groupes homogènes, présentant un caractère plus simple.

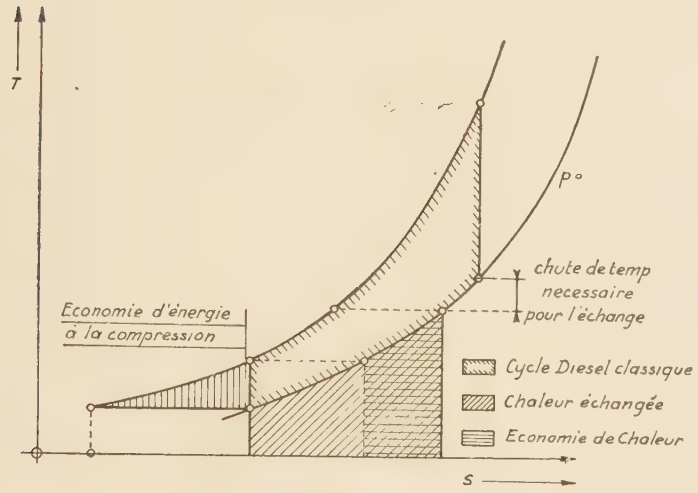


Fig. 30.
Cycle Diesel dans le diagramme T-*s*.

Tout d'abord, conservons la notion de l'importance du taux de compression, mais débarrassons-nous du préjugé de la nécessité de conduire cette compression adiabatiquement. Il suffit de considérer une évolution par exemple du type Diesel dans le diagramme entropique figure 30, pour se rendre compte du gain d'énergie réalisable à la compression si celle-ci pouvait être conduite isothermiquement. Certes, cela n'est pas possible dans le même cylindre que l'explosion et l'adjonction d'un ou de plusieurs cylindres séparés pour la compression déterminera des pertes mécaniques supplémentaires, mais il est peu probable que ces pertes seraient du même ordre que le gain réalisé.

D'autre part, avec la compression isothermique l'auto-allumage cesse d'être déterminant pour le rendement et le cycle à explosion

devient possible avec des taux de compression élevés. Bien entendu, la chaleur évacuée pendant la compression isothermique doit nécessairement être réintroduite, mais elle est disponible — gratuitement — dans les gaz de combustion.

De nombreux essais ont été faits ces dernières années en vue d'améliorer l'efficacité des moteurs d'avions volant à haute altitude. Le seul moyen d'y arriver consiste à alimenter la tubulure d'aspiration du carburateur en air de pression constante, égale à la pression au sol. Des compresseurs spéciaux ont été imaginés à cet effet.

L'auteur a eu l'occasion de suivre l'un de ces essais et de connaître ainsi un nouveau type de compresseur (le compresseur Momy) susceptible de marcher avec des rendements bien supérieurs à ceux normalement atteints et probablement peu éloignés des rendements obtenus dans les cylindres uniques des Diesel. Au moyen de ces compresseurs, fonctionnant en 2 à 3 étages et avec des refroidissements intermédiaires efficaces, des rendements isothermiques de 80 à 85 p. 100 semblent possibles. La perte de rendement à la compression se trouve ainsi compensée presque intégralement.

Pour se rendre compte de l'efficacité d'un cycle de ce genre, examinons un exemple numérique. Limitons la compression à $3{,}0 \times 3{,}0 \times 3{,}0 = 27$ kg./cm^2 abs., donc moins que dans un Diesel, mais conduisons la comme indiquée en 3 étages, en refroidissant chaque fois à 20°C, sauf après le dernier étage.

Dans le cas de la combustion à pression constante nous pourrons échanger une quantité considérable de chaleur provenant des gaz d'échappement.

Dans le cas du cycle à explosion, nous pourrons opérer la dernière compression dans le cylindre de travail; une récupération serait malaisée à ce stade, mais elle est simple avant ce dernier étage de compression. On pourrait également comprimer complètement en dehors du cylindre de travail et ne réchauffer que jusque peu en dessous de la limite d'auto allumage.

Pour la bonne compréhension, les calculs seront faits pour une évolution de 1 kg. de gaz et nous ne tiendrons pas compte de la contraction causée par l'introduction du combustible, ni de la variation de la chaleur spécifique en fonction de la température (fig. 31).

1° Compression :

1er étage : compression adiabatique de 1 à 3 kg. abs.; énergie dépensée i_c ad. = 25,5 cal.

$T_0 = 290°$ abs. $T_1 = T_0 + 106 = 396°$ abs. = 123°C

$T'_1 = 20°C$.

2e étage : compression de 3 à 9 kg. abs.

i_c = 25,5 cal.

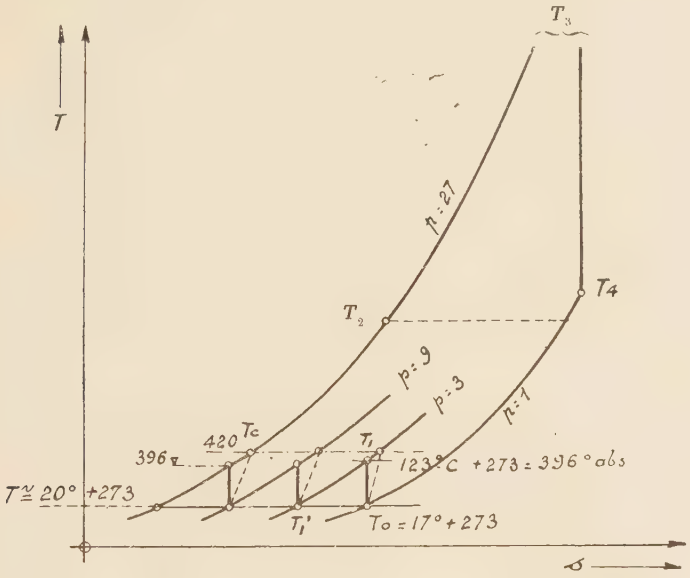


Fig. 31.

Compression fractionnée dans le cycle Diesel.

3e étage :

i_c = 25,5 cal./kg. $T_c = 396°$ et en tenant compte de l'échauffement interne supplémentaire dans le dernier étage, dû aux frottements T_c eff. = 420° abs.

Énergie totale dépensée :

i_c tot. théor. = 76,5 cal./kg. η = 0,8 i_c eff. = $\frac{76,5}{0,8}$ = 95,6 cal./kg. Nous avons tenu compte du rendement du compresseur dans une large mesure.

2° Combustion à pression constante, après réchauffage à 850° abs., soit : $T_2 = 577°C + 273$.

Cette combustion est conduite jusqu'à 2.073° abs. = 1.800°C; elle provoque une dépense de :

$$i_{comb.} = (2073 - 850)\ 0{,}24 = 295 \text{ cal/kg.}$$

3° Détente : de 27 kilogrammes à une contrepression de 1 kilogr. 185.

$$\left(\frac{27}{1{,}185}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} = 2{,}18$$

$T_3 = 2073$
$T_4 = 950°$.

Un travail utile de détente de $i_d = (2073\text{-}950)\ 0{,}24$: = 270 cal./kg. est rendu disponible.

Le travail net fourni par la machine ressort à :

$$i_{at\,th} = 270 - i_c = 270 - 95{,}6 = 174{,}4 \text{ cal/kg.}$$

Cela conduirait, si l'on tient compte des 294 cal. introduites, à un rendement thermique théorique de :

$$\eta_{th} = \frac{174{,}4}{294} = 59{,}0 \text{ p. } 100.$$

Mais pratiquement, il faut tenir compte des pertes thermiques et mécaniques.

En effet, ni compression, ni détente n'obéissent exactement à la loi adiabatique, en raison du rayonnement et du refroidissement. Nous en tiendrons compte en attribuant à la dépense de chaleur une augmentation de 12,5 p. 100, pour tenir compte de ces pertes ainsi que de la combustion imparfaite.

La dépense de chaleur arrive ainsi à 332 cal./kg. D'autre part, le travail réalisable est à amputer des pertes mécaniques. Le rendement mécanique peut être situé aux environs de 0,85 — 0,90.

Le travail disponible ressort ainsi à $174{,}4 \times 0{,}850 = 149$ cal. et la machine aura un rendement pratique de

$$\eta_{eff} = \frac{149}{332} = 45 \text{ p. } 100.$$

En poussant la température et la pression un peu plus loin, on pourrait arriver aux environs immédiats de 50 p. 100, surtout si l'on s'arrangeait pour pouvoir détendre jusqu'à pratiquement la pression atmosphérique.

L'exemple numérique suivant donne une idée de cette évolution! Enfin, nous admettrons pour montrer comment ce moteur serait pratiquement réalisable, que l'échange de chaleur se ferait entre une dernière compression dans le cylindre de travail — cette compression n'ayant lieu que sur une fraction de la course totale — et l'avant-dernier étage de la compression. Notons à cet effet, que le moteur serait à deux temps, le premier correspondant à la combustion et la détente, le second à l'évolution, le balayage pendant une fraction de la course, ensuite admission sous pression et enfin sur la dernière partie de la course, achèvement de la compression.

Pour cette dernière compression, nous avons admis une augmentation adiabatique de température de 100°, portant l'air de 750° à 850° abs.

p compression totale = 31,6 kg./cm² se décomposant en

$$p_c = 3 \times 3 \times 2{,}27 \times 1{,}55 = 31{,}6$$

la dernière compression étant faite dans le cylindre de travail.

Pour réaliser cette compression, il faut dépenser théoriquement:

$$i_c = 25{,}5 + 25{,}5 + 19 + 24 = 70 + 24 = 94 \text{ cal/kg.}$$

et en tenant compte d'un rendement de 0,8 dans les trois premiers étages et de 0,9 dans le dernier :

$$i_{eff} = 87{,}5 + 26{,}5 = 114 \text{ cal/kg.}$$

La chaleur dépensée est de :

$$i_{comb} = (2270 - 850)\ 0{,}24 = 342.$$

Si l'on admet la température T_3 à 2273° abs. soit 2.000°C, chiffre encore aisément réalisable, et avec 12,5 p. 100 de pertes thermiques,

$i_{comb\ eff}$ ressort à 384 cal/kg.

La détente de 2.273° abs. à 850° abs. répond à la loi

$$\left(\frac{31{,}6}{40}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 31{,}6^{0{,}286} = 2{,}68 = \frac{2273}{850}$$

et l'énergie utile ressort à

$$i_{det\ th} = (2273 = 850)\ 0{,}24 = 342$$

et pratiquement, on pourra recueillir :

$$i_{ut\ eff} = 0{,}85\ (342\text{-}114) = 0{,}85 \times 228 = 194 \text{ cal/kg.}$$

Le rendement pratique ressort alors à :

$$\eta_{eff} = \frac{194}{384} = 50 \text{ p. } 100.$$

Ce rendement devrait pouvoir être atteint pratiquement; il nécessite évidemment la mise en œuvre de métaux spéciaux pour les soupapes et surtout un refroidissement réellement efficace de la culasse et du cylindre.

L'échange de chaleur est prévu avec une marge de 100°, ce qui est très large et ne demande que des surfaces d'échange modestes, peu encombrantes et malgré la pression du côté froid, peu coûteuses et faciles à construire. Enfin, les matériaux de ces échangeurs sont du type usuel et sauf pour les moteurs légers en acier doux ordinaire, les tubes étant de préférence fabriqués avec des aciers inoxydables.

Le procédé décrit devient encore sensiblement plus intéressant pour les cycles à explosion.

Un exemple soigneusement choisi et situé dans les conditions de pressions et températures favorables permettra d'apprécier les progrès que son application amènerait dans l'utilisation rationnelle des hydrocarbures pour la production d'énergie mécanique.

Comme dans l'exemple précédent, nous admettons que la compression sera décomposée : 2 étages indépendants dans un compresseur spécial, avec refroidissement intermédiaire poussé à 27°C. La troisième compression se fera dans le cylindre de travail et comprimera adiabatiquement à une température de 100°C plus élevée que la température après réchauffage.

Entre la 2e et la 3e compression, le mélange carburé sera porté à 550° abs. soit 277°C et la dernière compression élèvera cette température de 100°C à 377°C, soit 650° abs. Pour que l'échange donne un résultat satisfaisant nous le pousserons de façon à avoir 100° de différence de température entre les gaz d'échappement et les 550° abs. auxquels le mélange doit entrer dans le cylindre de travail. Il faut donc que l'explosion que nous admettrons produire 2.000° abs., donne une pression telle qu'en fin de détente, menée jusqu'à l'atmosphérique, les gaz aient 650° abs.

Cette dernière condition est satisfaite lorsque :

$$\left(\frac{p_{ex}}{p_{at}}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_{ex}}{1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = p_{ex}^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{2000}{650} = 3{,}08$$

$$p_{ex}^{0{,}286} = 3{,}08 \qquad p_{ex} = 51{,}3 \text{ kg/cm}^2.$$

Pour atteindre cette pression, il faut que l'explosion porte le volume constant de 650° à 2.000°.

Cette condition est satisfaite lorsque :

$$\frac{p_c}{p_{ex}} = \frac{T_c}{T_{ex}} \qquad \frac{T_c}{T_{ex}} = \frac{650}{2000}$$

$$p_c = 51{,}3 \cdot \frac{650}{2000} = 16{,}7 \text{ kg/cm}^2.$$

Pour arriver à cette compression finale, nous comprimerions dans le dernier étage de 550° à 650° :

$$\left(\frac{p_c}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_c}{T_2} = \frac{650}{550} = 1{,}182$$

et

$$p_c = 1{,}8 \cdot p_2 \qquad p_2 \frac{16{,}7}{1{,}8} = 9{,}3.$$

La compression première se fera donc en deux étages 3,1 et 3 :

$$p_c = 3{,}1 \times 3{,}0 \times 1{,}8 = 16{,}7 \text{ kg/cm}^2$$
$$i_{c\,th} = 25{,}7 + 25\,5 + 24{,}0 = 51{,}2 + 24$$
$$i_{c\,eff} = 64{,}0 + 26 = 90 \text{ cal/kg}.$$

Le mélange est porté à 2.000° abs. par l'explosion sous volume constant; pour cela, il faut :

$$i_{comb} = (2000 - 550)\ 0{,}172 = 232 \text{ cal}.$$

A ce chiffre, il y a lieu d'ajouter l'énergie nécessaire au déplacement de volume pendant l'explosion :

$$i_{dep} = \mathrm{A}v_c\ (p_{ex} - p_c) = 34{,}6$$
$$V_c = \frac{RT}{p_c}$$
$$v_c = \frac{RT}{p_c} = \frac{29,27,650}{10.000} = 0{,}1143$$
$$i_{dep} = \frac{1}{427} \cdot 0{,}1143 \times 34{,}6 \times 10.000 = 93 \text{ cal/kg}.$$

et en majorant de 12,5 p. 100 pour pertes thermiques

$$i_{com\,eff} = 1.125\ (232 + 93) = 368 \text{ cal}.$$

L'énergie libérée à la détente est de :

$$i_{det}\ (2000 - 650)\ 0{,}24 = 324$$

mais de cette énergie, il y a lieu de déduire l'énergie nécessaire à la compression, soit 90 cal.

et l'énergie utile théorique ressort à :

$$i_{ut\ th} = 324 - 90 = 234 \text{ cal/kg.}$$

dont pratiquement 85 p. 100 seront disponibles sur l'arbre, donc 198 cal. et le rendement pratique ressort à

$$\eta_{eff} = \frac{198}{368} = 54 \text{ p. } 100.$$

Cet exemple comportant un moteur à deux temps, avec une mauvaise récupération de chaleur montre qu'il est possible d'atteindre avec un moteur utilisant de l'essence *carburée* un rendement largement supérieur à celui d'un Diesel.

Si dans le même exemple, on admet l'introduction du mélange en fin de course, allumage aussitôt l'admission close, donc toute la compression faite dans un compresseur spécial, enfin une température de 650° avant l'allumage, possible avec des carburants tels que l'essence, on arrive à un résultat encore plus surprenant.

La température des gaz d'échappement pour conserver les 100° d'écart pour l'échange sera de 750° abs.

L'explosion sera alors de 31,6 kg./cm² pour T ex = 2.000° abs si l'on détend jusqu'à 1 kg.

$$\left(\frac{31,6}{1}\right)^{0.286} = 2.67 = \frac{2000}{750}.$$

Nous atteignons ces 31,6 kg. venant de 650° abs. et de 10,25 kg/cm² de compression avant explosion.

$$\frac{T_c}{T_{ex}} = \frac{650}{2000} \text{ étant} = \frac{10,25}{31,60} = 0.325 = \frac{p_c}{p_{ex}},$$

Pour atteindre cette compression, il faut dépenser pour les trois étages : $2,5 \times 2,5 \times 1,64 = 10,25$ kg./cm².

$$i_{c\ th} = 54,2 \text{ et } i_{c\ eff} = 66,5.$$

L'énergie de détente ressort à :

$$i_{det}\ (2000 - 750)\ 0,24 = 300 \text{ cal/kg.}$$

Il faut ajouter Avc (P ex — P c) le travail de déplacement pendant l'explosion à i dép.

Ce dernier terme devenant 93 cal./kg.

$$i_{ut\ th} = 300 - 66,5 - 233,5$$
$$i_{ut\ eff} = 0,85 \times 233,5 = 197 \text{ cal.}$$

La chaleur introduite, y compris pertes thermiques, est de

$$i_{dep} = 1{,}125\,(2000 - 650)\ 0{,}172 + 93 \times 1{,}125 = 367$$

et le rendement pratique devient :

$$\eta_{eff} = \frac{197}{367} = 53{,}5 \text{ p. } 100.$$

Si les températures d'explosion étaient plus basses, le résultat baisserait un peu, mais resterait de l'ordre de 54 à 50 p. 100 et cela malgré une précompression de 10,25 seulement.

Ces conceptions un peu plus poussées relatives à la conduite des échanges thermiques dans les moteurs à combustibles liquides, méritent une étude sérieuse. Elles sont susceptibles d'apporter une réduction des dépenses de combustibles dans les moteurs d'autos. Une telle économie dépasse l'intérêt privé, elle est d'intérêt national, car elle s'applique à un produit d'importation d'une valeur annuelle de plus d'un milliard.

CHAPITRE II.

TURBINES À GAZ.

A. — Considérations générales.

La combustion en vue de la production d'énergie, la transformation d'énergie calorique en énergie mécanique, n'est possible qu'avec un déchet plus ou moins grand. Les moteurs à pistons, à explosion ou à combustion interne, sont les engins qui donnent actuellement les meilleurs rendements. Avec de bons Diesel, on peut atteindre 37 à 39 p. 100, mais leur emploi est limité à certains combustibles liquides. Enfin, ils sont d'un prix de revient et d'un entretien excessivement élevés.

L'idée de la production de l'énergie dans une machine rotative du genre de la turbine a hanté depuis 40 ans les inventeurs.

Sans doute, la suppression des mouvements alternatifs conduirait à une simplification des appareils et probablement à une réduction sensible des prix de revient et d'entretien, mais ces machines n'auront une valeur réelle pour l'industrie que si elles atteignent ou dépassent les rendements que l'on peut obtenir par d'autres moyens.

En partant de charbon comme combustible, il faudra procéder à une gazéification préalable. Il est vrai qu'il existe aujourd'hui des installations de gaz pauvre dépassant 87 p. 100 de rendement, donc équivalentes sinon supérieures aux meilleurs générateurs à vapeur. Avec des turbines à vapeur de haute pression et de forte surchauffe, l'on peut atteindre un rendement thermique total d'environ 30 p. 100, soit en partant de charbon un rendement économique maximum de 26 p. 100. Avec un moteur à gaz, on n'atteint que très péniblement 28 p. 100, soit en partant de charbon moins de 25 p. 100.

Pour qu'une turbine à gaz soit intéressante pour l'industrie, il faut qu'elle ait un rendement d'au moins 34 p. 100, ce qui permettrait d'arriver à un rendement économique de 30 p. 100

environ, soit quelques points de mieux que les grosses centrales modernes.

Enfin, en utilisant des combustibles liquides, il faudrait que les rendements restent au moins sensiblement voisins de ceux obtenus avec de bons Diesel.

Uniquement pour le remplacement des gros moteurs à piston, utilisant les gaz de hauts-fourneaux, un rendement de 28 p. 100 serait suffisant pour concurrencer sérieusement les machines extrêmement coûteuses et difficiles à maintenir en état.

En fait, personne jusqu'ici n'a réussi à atteindre ces rendements, malgré les tentatives assez nombreuses et même quelques essais sérieux. Ces échecs sont en grande partie dus à une compréhension imparfaite des conditions thermodynamiques de fonctionnement de la part des inventeurs. Pour la construction, un certain nombre de solutions sont théoriquement possibles, pratiquement il n'y en a que très peu qui soient susceptibles de conduire aux résultats indispensables indiqués plus haut.

Du point de vue théorique, les turbines à gaz fonctionnent toutes plus ou moins de la manière suivante : l'air de combustion, ou le mélange air-gaz est comprimé, puis soumis à la combustion et les gaz chauds comprimés sont détendus — en principe adiabatiquement — et transmettent l'énergie cinétique libérée sous forme d'énergie mécanique sur une roue ou sur un système de roues.

La combustion peut avoir lieu soit dans une chambre à volume constant, ou d'une façon continue sous pression constante.

Malheureusement, déjà la compression qui devrait nécessairement se faire dans un appareil du type centrifuge n'est possible qu'avec un rendement plus ou moins bon; la partie action de la turbine elle-même a un rendement thermodynamique et mécanique qui est bien loin de l'unité, de sorte que l'énergie finalement disponible se trouve amputée par tous les bouts.

Mais en plus de ces difficultés, il y a lieu de considérer les températures en partie extrêmement élevées des gaz au cours de ces évolutions et qui limitent singulièrement les possibilités. Toutes les tentatives de procéder à des refroidissements locaux ou partiels au moyen d'injection d'eau ou de vapeur d'eau, ne conduisent qu'à des réductions massives des rendements.

Malgré cela le problème de la turbine à gaz continue à occuper les ingénieurs et il est probable que les difficultés considérées comme insurmontables, il y a encore peu d'années, finiront par être ou tournées ou vaincues.

Les différentes évolutions décrites et étudiées ci-dessous sont traitées comme s'il s'agissait de gaz parfaits. Elles deviennent de ce fait extrêmement limpides et la méthode facilite énormément les estimations comparatives. Elle n'est cependant pas rigoureuse et ne saurait être appliquée même dans l'industrie dès que les températures dépassent 1.000°C. En effet, les chaleurs spécifiques ne sont pas constantes et la constante d'état des gaz est différente avant et après la combustion (ou explosion).

Une méthode simple pour tenir compte de ces variations a été indiquée par Stodola dans son ouvrage classique sur les turbines à vapeur et à gaz. Il en est fait état dans les tableaux entropiques des gaz qu'il a publiés.

Ceci dit, nous allons étudier les différentes évolutions qui ont été proposées ou essayées jusqu'à présent et nous verrons ensuite par quels détours on pourra espérer obtenir des résultats plus satisfaisants.

B. — Turbines à combustion sous pression constante. Solutions classiques.

1. *Machines à compression adiabatique.*

La représentation la plus commode de cette évolution se fait dans le diagramme entropique (fig. 32).

AB représente la compression adiabatique. Le travail de compression Tc correspondant (pour 1 kg. de gaz) s'exprime en mesure calorique par :

$$A\mathfrak{T}_c = c_p (T_2 - T_1)$$

BC représente l'apport de chaleur par combustion sous pression constante. Désignée par Q_1, elle est (par 1 kg. de gaz)

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2).$$

Enfin, l'énergie disponible $\mathfrak{C}_t$ par kg. de gaz correspond à la chute adiabatique de chaleur pendant la détente. Elle est représentée dans le diagramme par la ligne CD et a par kg. de gaz la valeur numérique :

$$A\mathfrak{C}_t = c_p (T_3 - T_4).$$

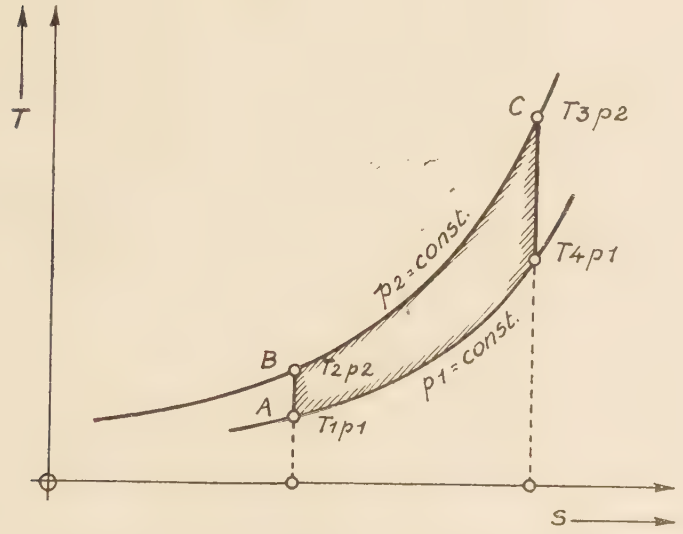


Fig. 32.
Diagramme T-s d'une évolution à combustion sous pression constante.

Enfin, pour compléter l'évolution, il y a lieu d'imaginer un refroidissement des gaz après détente. Ce refroidissement a lieu sous la pression constante p_1 et est représenté par la ligne DA. La chaleur ainsi éliminée désignée par Q_2 est égale à

$$Q_2 = c_p (T_4 - T_1).$$

Si nous désignons par ηc le rendement et ηt celui de la turbine, enfin par $\mathfrak{C}e$ le travail effectif disponible sur l'arbre de la turbine par kg. de gaz :

$$\mathfrak{C}_e = \mathfrak{C}_t \eta_t - \frac{\mathfrak{C}_c}{\eta_c}.$$

Ce travail effectivement disponible se compare au travail théoriquement possible au moyen de cette évolution et que nous désignons par $\mathfrak{C}o$

$$\mathfrak{C}_o = \mathfrak{C}_t - \mathfrak{C}_c = \frac{Q_1 - Q_2}{A},$$

A étant comme précédemment la constante de transformation de l'énergie mécanique en énergie calorifique.

Enfin, nous désignerons par analogie avec la turbine à vapeur par η_e le rendement thermodynamique ; il ressort de la relation :

$$\eta_e = \frac{\mathfrak{T}_e}{\mathfrak{T}_o}$$

mais en vue de pouvoir faire les comparaisons utiles des différents systèmes, nous comparons les rendements totaux

$$\eta_{tot} = \frac{A\mathfrak{T}_e}{Q_1} = \frac{\text{Énergie disponible effectivement.}}{\text{Énergie (chaleur) introduite.}}$$

Enfin, nous indiquerons brièvement que les évolutions adiabatiques répondent à la relation :

$$pv^k = \text{const.}$$

et pour apprécier p_2 et les températures :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad T_4 = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Enfin, si la tubine était du type Laval, la vitesse d'écoulement théorique à la sortie de la tuyère serait determinée par :

$$A\,\frac{C_0^2}{2g} = c_p\,(T_3 - T_4)$$

et toutes les dimensions de l'engin pourraient être désignées. Il est de plus d'un intérêt évident de connaître le rendement théorique ηc, c'est-à-dire $\mathfrak{T}o$ pouvant être obtenu. En introduisant les valeurs trouvées plus haut, on peut formuler :

$$\eta_0 = \frac{\mathfrak{T}_0}{Q_1} = \frac{\mathfrak{T}_t - \mathfrak{T}_c}{Q_1} = \frac{c_p\,(T_3 - T_4) - c_p\,(T_2 - T_1)}{c_p\,(T_3 - T_2)},$$

$$\eta_0 = \frac{T_3 - T_4 - T_2 + T_1}{T_3 - T_2} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{T_1 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2},$$

$$\eta_0 = 1 - \frac{T_1}{T_2} = \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_4}{T_2} - 1},$$

or

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \text{ parce que } \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1},$$

d'où

$$\eta_0 = 1 - \frac{T_1}{T_2},$$

Or $\frac{T_1}{T_2}$ est fonction directe du facteur de compression, ainsi à

$$T_2 - T_1 = 63°C \text{ correspond à } \frac{p_2}{p_1} = 2{,}0$$
$$T_2 - T_1 = 190°C \quad — \quad \frac{p_2}{p_1} = 6{,}0$$
$$T_2 - T_1 = 270°C \quad — \quad \frac{p_2}{p_1} = 10{,}0$$

pour $T_2 - T_1 = 300°$. $\frac{p_2}{p_1}$ devient environ 13 et l'on voit que pour obtenir $\eta_0 = 50$ p. 100, il faut aller à $T_2 - T_1 = 300°$ C, soit $\frac{p_2}{p_1} = 13{,}0$.

Poussant plus loin l'investigation, pour se rendre compte du rendement η possible et posant

$$T_3 = 1250° \text{ abs. } \eta_{c1} = 0{,}75, \ \eta_{c2} = 0{,}80, \ \eta_{c3} = 0{,}65.$$

$$\eta_e = \frac{\mathfrak{E}_c}{\mathfrak{E}_o}$$

en indiquant tous les travaux mesurés en unités cal. et multipliés par c_p :

$$\mathfrak{E}_c = 300; \ \mathfrak{E}_{ce1} = \frac{300}{0{,}75} = 400; \ \mathfrak{E}_{ce2} = \frac{300}{0{,}8} = 375,$$
$$\mathfrak{E}_t = \frac{1250}{600} \times 300 = 625,$$
$$\mathfrak{E}_{te} = 625 \times 0{,}65 = 407,$$
$$\mathfrak{E}_{c1} = 407 - 400 = 7; \ \mathfrak{E}_{e2} = 407 - 375 = 32,$$
$$\mathfrak{E}_0 = 625 - 300 = 325,$$
$$\eta_0 = \frac{325}{1250 - 600} = \frac{325}{650} = 50 \text{ p. } 100,$$
$$\eta_{e1} = \frac{7}{325} = 2{,}2 \text{ p. } 100,$$
$$\eta_{e2} = \frac{32}{325} = 10 \text{ p. } 100.$$

Deux valeurs nettement insuffisantes pour les rendements thermodynamiques qui ne sont dans ce cas que 5-20 p. 100 des rendements théoriques. On pourrait bien trouver une amélioration en élevant T_3, mais même en allant à 1.600° abs. et ηc restant à 80 p. 100, on n'arriverait qu'à moins de 30 p. 100; or, il est discutable si l'on pourrait arriver à 80 p. 100 de rendement

adiabatique du compresseur et si on pourrait construire une turbine à roue Curtis d'un rendement de 65 p. 100. Or, seule cette dernière forme de turbine serait possible. Enfin, les températures dans les tuyères de détente conduiraient à des difficultés de construction certaines. Les rendements totaux ressortent $\eta tot = \eta_0 \times \eta e$ et ne sont pour $\eta_0 = 50$ p. 100 que de 1 p. 100, 5 p. 100 et environ 15 p. 100 respectivement et cela malgré la précompression et les températures élevées.

Ce procédé, contrairement aux apparences premières, ne saurait donc conduire à des résultats satisfaisants. Une étude poussée a été faite pour ces turbines par Baumann dès 1905 et des graphiques qui donnent les rendements possibles pour différentes températures ont été publiés par lui dans une revue technique.

Une amélioration sensible du procédé envisagé est cependant possible. Nous l'étudierons dans les deux chapitres suivants, le premier consacré à la compression isothermique, le second à la récupération de chaleur et à la régénération.

2. *Machines à compression isothermique.*

L'évolution de gaz est indiquée (fig. 33) dans le diagramme entropique. Elle ne diffère que par l'incorporation de la pointe (triangle) AA'B dans le travail utile de la turbine et la réduction d'autant du travail de compression. Dans ce cas, le travail de compression $\mathfrak{C}_c$ devient :

$$\mathfrak{C}_c = p_1 v_1 l_n \left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Les relations de base indiquées précédemment subsistent; toutefois, en tenant compte de la nouvelle formulation pour $\mathfrak{C}_c$ et également de celle de Q_1; chaleur introduite qui passe à :

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_1).$$

On peut se faire une idée numérique de l'influence de la compression isothermique, en se rapportant au tableau ci-dessous dans lequel le travail est exprimé en partant de 1 kg. de gaz de 288° abs.

Dans ce tableau, la deuxième ligne donne le travail de compression adiabatique, la troisième le travail pour la compression isothermique, la quatrième ligne l'élévation de température adiabatique. Les valeurs $\frac{p_2}{p_1}$ (facteurs de compression) ne sont qu'ap-

prochants, si la température initiale est de 300° abs., cas presqué général dans la pratique. Les dépenses d'énergie sont exprimées en mesures cal.

$\frac{p_2}{p_1} = \ldots\ldots\ldots$	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
$i_{cad} = \mathfrak{C}_{ca\ d} \ldots$	8,47	15,1	25,5	33,7	40,5	46,3	56,5	64,7
$i_{ci\ isoth} = \mathfrak{C}_{ci\ isoth}$	8,0	13,6	21,6	27,4	31,8	35,4	41,0	43,4
$\Delta_{tad} \ldots\ldots\ldots$	35	63,0	106	14,0	169	193	235	270
Économie $\%_0 \ldots$	5,9	10,0	14,5	18,7	21,7	23,6	27,5	33,0

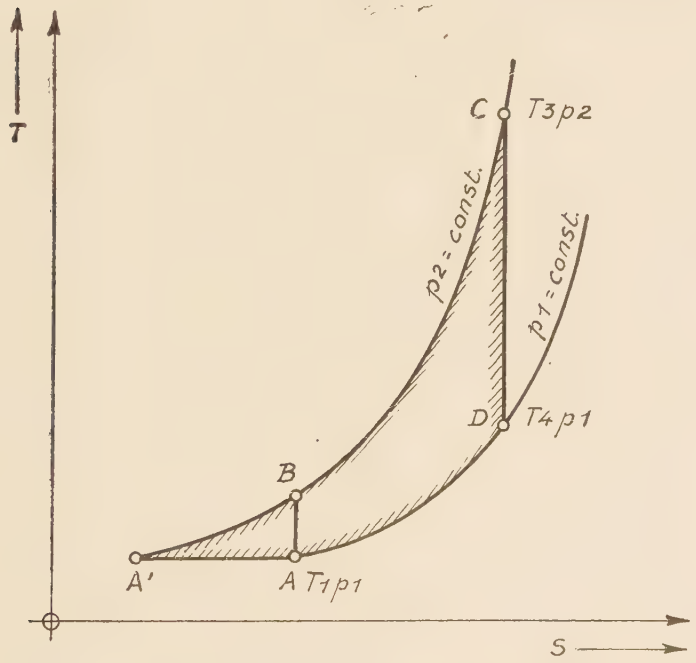


Fig. 33.

Compression isothermique.

Dans la dernière ligne l'économie — théorique — de la compression isothermique par rapport à la compression adiabatique se trouve indiquée. Il ne faudrait toutefois pas perdre de vue que le rendement isothermique d'un compresseur rotatif est très considérablement inférieur à celui d'un compresseur adiabatique.

Si l'on peut admettre qu'on peut arriver actuellement pour de grandes unités à

$$\eta_{c\ ad} = 0{,}78 - 0{,}80 - 0{,}82$$

on n'a encore guère pu obtenir mieux que :

$$\eta_{c\ isoth} = 0{,}65 - 0{,}68 - 0{,}70 - 0{,}72$$

bien que certains constructeurs des plus importants prétendent arriver actuellement à 0,79. Malgré cela, la compression isothermique donne des résultats plus favorables.

En reprenant comme exemple numérique $\frac{p_2}{p_1} = 6$ kg. précédent, on trouve toujours en admettant les énergies multipliées par c_p et pour $\eta_c = 0{,}65$:

$$\mathfrak{E}_{co} = 195 \text{ et pour } \eta_c = 0{,}72,$$

$$\mathfrak{E}_c = \frac{195}{0{,}72} = 271 ; \quad \mathfrak{E}'_c = \frac{195}{0{,}65} = 300,$$

$$T_3 = 1250 \qquad T_4 = 760,$$

$$\mathfrak{E}_{te} = 490 \times 0{,}65 = 320,$$

$$\mathfrak{E}_e = 320 - 271 = 49 ; \quad \mathfrak{E}'_e = 320 - 300 = 20,$$

$Q_1 = 900$ $\quad Q'_1 = 870$ en tenant compte de la chaleur de l'air comprimé après compression.

$$\eta_{tot} = \frac{49}{900} = 5{,}5 \text{ p. } 100 ; \quad \eta'_{tot} = \frac{20}{879} = 2{,}3 \text{ p. } 100$$

et avec 1600° abs. pour T_3, T_4 devenant 970.

$$\mathfrak{E}_{te} = 630 \times 0{,}65 = 408 \quad \mathfrak{E}'_e = 408 - 300 = 108$$

et $\mathfrak{E}_e$ pour $(\eta_c = 0{,}72) = 135$,

$$Q_1 = 1250 \qquad Q'_1 = 1220,$$

$$\eta_{tot} = \frac{135}{1250} = 10{,}8 \qquad \eta'_{tot} = \frac{108}{1220} = 8{,}85 \text{ p. } 100.$$

L'amélioration est sensible, mais le rendement toujours parfaitement insuffisant, d'autant plus qu'il n'est tenu aucun compte des pertes de chaleur par rayonnement de la turbine elle-même. Enfin, les températures restent très élevées et causeraient certaines difficultés de construction.

3. *Machines avec récupération ou régénération.*

Il est manifeste que l'abandon de gaz d'une température de quelque 500 à 700° C. à l'atmosphère est irrationnel. Ce n'est que l'utilisation aussi complète que possible de la chute de température disponible qui peut conduire à des rendements satisfaisants. On a donc songé depuis longtemps à utiliser la chaleur des gaz d'échappement pour le réchauffage de l'air de combustion. Ainsi qu'il découle du diagramme entropique, ce réchauffage n'a un sens que s'il est opéré après compression. Ce réchauffage n'est autre chose qu'une régénération.

On a également proposé d'utiliser les gaz chauds d'échappement pour la production de vapeur d'eau. Cette récupération conduit à des résultats un peu meilleurs que la régénération, lorsque le mélange gazeux à réchauffer ne supporte pas, en raison des risques d'auto-allumage, les températures qui pourraient être obtenues au moyen des gaz de sortie. Dans certains cas, une solution mixte pourrait donner des résultats.

Le rendement d'installations de récupération par turbines à vapeur d'eau reste bas. Il est difficile d'obtenir un travail utile disponible de plus de 15 à 16 p. 100 des calories récupérées. Par contre, l'emploi de vapeur surchauffée de pentane permettrait d'arriver à près de 25 p. 100 dans certains cas, même davantage, des calories de récupération. Cela tient, dès que l'on opère à pression au moins critique à la réversibilité plus accentuée de l'échange de chaleur entre les gaz chauds (c_p = pratiquement constant) et le pentane à vaporiser.

L'étude de la récupération est grandement facilitée par une représentation graphique adéquate. Si l'on représente une évolution dans le diagramme entropique (fig. 34) on peut tenir compte de l'échange en se rappelant qu'il ne provoque aucun changement de Σ de Q et en fait un échange de chaleur entre deux isobares revient à une évolution adiabatique. On peut ainsi tracer un diagramme entropique qu'on peut nommer « réduit ». La chaleur totale des gaz d'échappement est figurée dans le croquis 34 par la surface hachurée AA_1D_1DA, soit :

$$Q_2 = c_p\,(T_4 - T_1).$$

Sans aucun doute l'échange pour réchauffer le gaz comprimé

ne se fait qu'avec une chute de température plus ou moins grande selon l'importance de la surface d'échange (également suivant le coefficient de la transmission de chaleur).

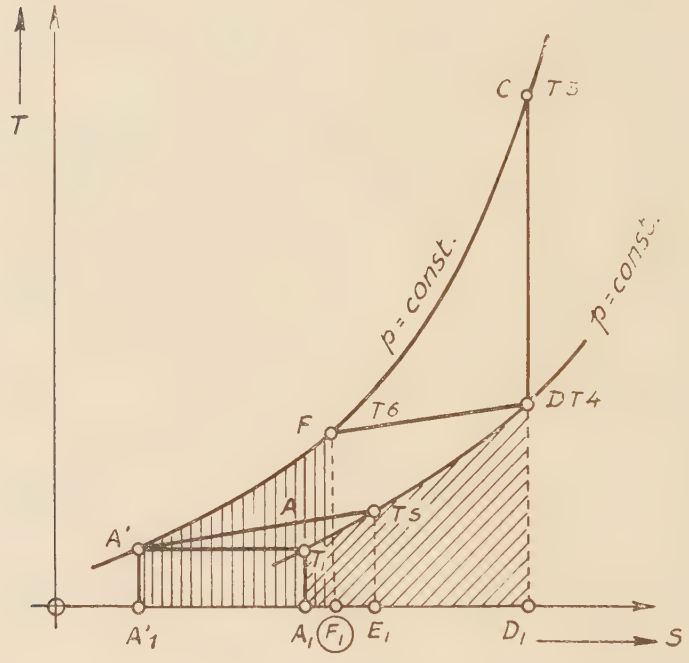


Fig. 34. — Échange de chaleur.

Nous admettons T_5 comme température de sortie des gaz après échange. Pour c_p = const. on obtiendra un réchauffage

$$T_6 = T_1 + T_4 - T_5$$

et la surface de la chaleur incorporée de A′ à F soit :

$A'A'_1\ F_1FA'$ sera égal à $E_1EDD_1E_1$

et la surface indiquant le travail utile devient :

F′F C D (E) E F′.

Cette surface est numériquement identique à celle de la figure 34 mais elle fait ressortir que la perte de chaleur théoriquement par

les gaz d'échappement en réalité, la quantité de chaleur à ajouter de F à G n'est plus que celle indiquée par la surface :

$$(E)\ (E_1)\ D_1\ D\ (E).$$

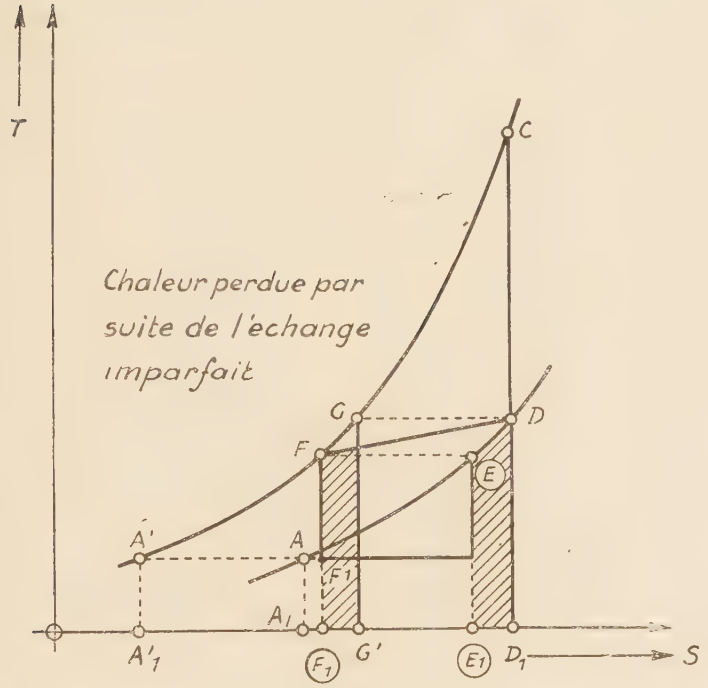


Fig. 35.
Échange de chaleur, diagramme réduit.

Cette représentation fait ressortir combien l'échange de chaleur (régénération) est apte à rapprocher l'évolution considérée de celle d'un cycle de Carnot. Ce rapprochement devient particulièrement frappant, si l'on admet une détente isothermique, c'est-à-dire à température constante et avec apport de chaleur pendant la détente. Bien que toute théorique, cette opération pourrait très bien être imaginée et même réalisée dans une tuyère dans laquelle le combustible (liquide) serait injecté dans l'axe central à travers des petits trous judicieusement espacés le long de l'axe.

Si l'échange était total, c'est-à-dire $T_5 = T_1$, l'évolution serait identique à une évolution de Carnot et cela sans qu'il y ait eu lieu de procéder ni à compression, ni à une détente adiabatique (fig. 36).

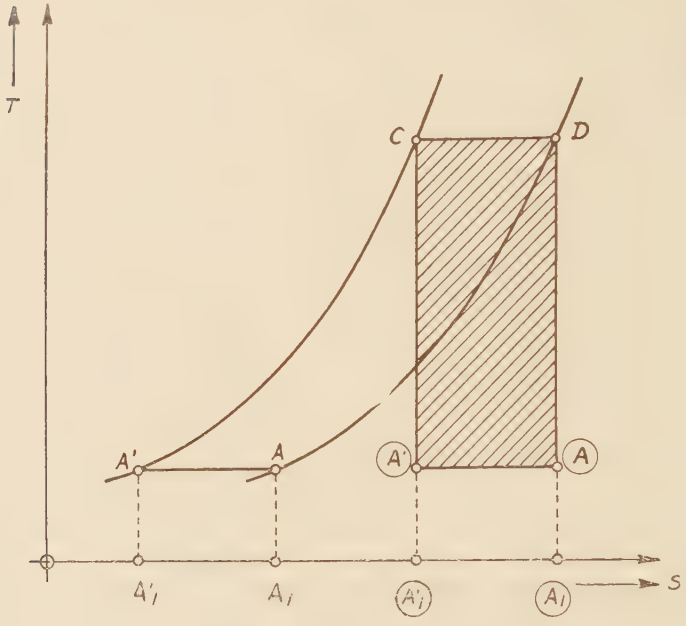


Fig. 36.
Évolution de Carnot obtenue par échange.

La figure 37 montre le même échange avec une perte de température pour l'échange. Il doit être observé que la base A'A se trouve décalée, mais que (A) F C D E (A) représente toujours le travail utile et la surface

$$(A)\ (A_1)\ (A'_1)\ (A')$$

le travail isothermique de compression. Analytiquement également l'influence de la régénération est extrêmement aisée à poursuivre. Si l'on désigne par $\varepsilon . c_p$ la quantité de chaleur échangée, la formule pour le rendement ressort à

$$\eta_o = \frac{T_3 - T_4 \quad T_2 + T_1}{T_3 - T_2 - \alpha}$$

pour une évolution adiabatique et d'une façon analogue, mais sans qu'une formule aussi limpide puisse être indiquée pour le cycle à compression isothermique.

Une représentation graphique de la récupération sous forme de vapeur n'est pas aisée; elle est plus simple à formuler analytiquement.

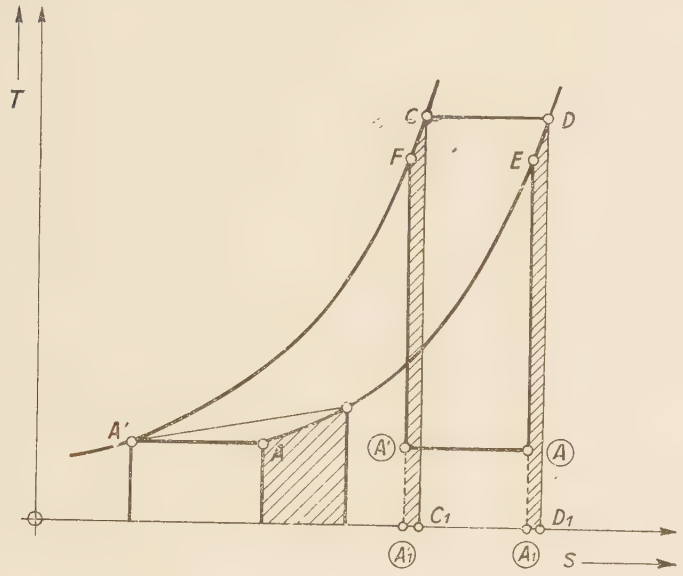


Fig. 37.
Échange avec chute de température.

Pour les raisons indiquées plus haut, soit la limitation de la régénération d'une part et le rendement médiocre de la transformation de l'énergie calorique récupérée en énergie mécanique d'autre part, les rendements maxima qui peuvent être attendus de ce procédé appliqué aux cycles classiques, ne conduit qu'à des résultats assez moyens. M. Stodola a publié dans la dernière édition de son ouvrage des graphiques à 3 dimensions qui permettent d'indiquer les rendements des compresseurs, des turbines et de la récupération. On peut arriver à 30 p. 100 dans les conditions les plus favorables, mais cela reste malgré tout encore insuffisant, surtout si l'on tient compte du prix de revient élevé que nécessiteraient les surfaces d'échanges excessivement étendues.

C. — Turbines à explosion.

Deux solutions sont à envisager, l'une avec et l'autre sans compression préalable. Nous écarterons dès le début la seconde solution comme inapte à donner les rendements totaux recherchés et cela malgré la simplicité apparente d'un dispositif de ce genre. Un nombre important de brevets pris dans ce sens n'ont donné aucun résultat.

Holzwarth, le constructeur de la turbine à explosion, de la seule ayant assuré un service industriel régulier, a abandonné toutes ses anciennes propositions visant à la suppression de la compression préalable et a augmenté cette dernière de plus en plus à la suite de ses réalisations.

Ajoutons que malgré la mise en œuvre de grosses unités (5.000 kW), relativement plus aisées à construire pour des rendements élevés que les petites machines, Holzwarth n'a pu dépasser jusqu'à présent (du moins à notre connaissance) un rendement total de 17 p. 100. Malgré tout, ce résultat est fort appréciable, d'autant plus que ces machines sont sensiblement moins chères que des machines à gaz à pistons et tournent sans ennuis particuliers.

L'évolution du cycle de la turbine à explosion est la suivante : les gaz, dont l'état initial est caractérisé par p_1, v_1, T_1, sont comprimés à p_2, v_2, T_2. La masse gazeuse est ensuite réchauffée en vaze clos (volume constant par exemple à la suite de l'explosion du mélange). Ce réchauffage se fait selon une ligne V = const. qui est plus redressée dans le diagramme entropique que la ligne p = const. Il s'en suit une augmentation de pression en même temps que de température.

En considérant le diagramme figure 38 et en admettant que la dépense de chaleur est la même dans les deux cas indiqués, soit réchauffage sous pression constante, soit réchauffage par explosion (volume constant), on voit qu'il y a gain d'énergie dans le deuxième cas, ce gain étant égal à la quantité de chaleur d'échappement moindre et qui est représentée par la surface D_v D_v' D_p' D_p.

Analytiquement, on peut écrire :

Q_1 = quantité de chaleur introduite par kg. de mél.

$Q_1 = c_v (T_3 - T_2)$

et l'énergie totale théoriquement disponible dans la tuyère ressort à : $AT_t = c_p (T_3 - T_4) - Av_2 (p_3 - p_2)$

le dernier membre de l'équation représentant le travail de compression pendant l'explosion.

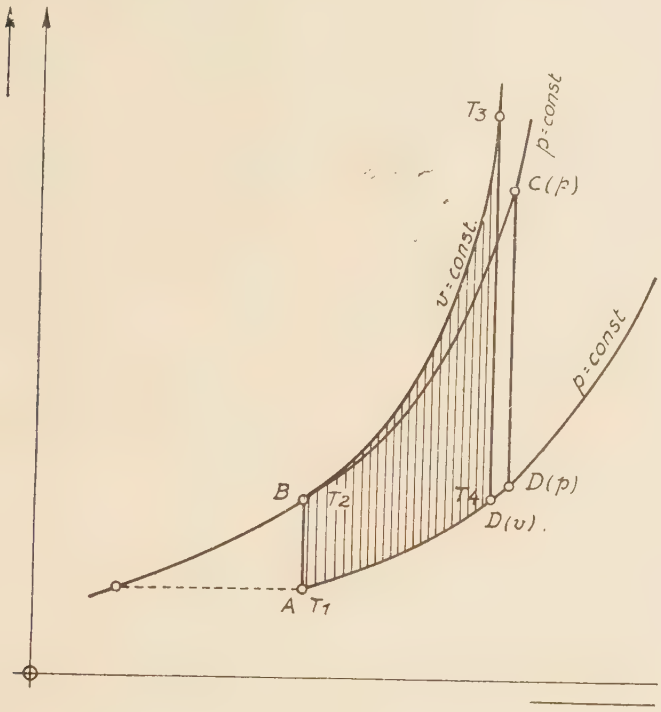


Fig. 38.

Dans l'appréciation des possibilités de rendement d'une machine de ce genre, il ne faut cependant pas négliger les points suivants :

La vitesse d'écoulement des gaz après explosion décroît et cause de ce fait une diminution de rendement, tant des tuyères de détente que de la roue à action, les dimensions ne pouvant être fixées que pour une seule vitesse. De plus, les températures du jet détendu sont également variables et obligent à des aubages présentant un certain arrondi sur le côté d'entrée, si l'on veut éli-

miner des échauffements excessifs. Enfin, l'expérience a prouvé que le balayage indispensable après la détente pour la vidange des chambres d'explosion cause des pertes importantes.

Malgré la supériorité thermodynamique incontestable de la turbine à explosion, on ne saurait en attendre des résultats extraordinaires, même en combinaison avec la régénération et la récupération, et les températures en fin de détente restent déterminantes pour les limites d'application précisément en raison des variations de ces températures.

Certes, la machine de Holzwarth est susceptible de perfectionnements importants, mais en aucun cas on ne peut en attendre des rendements globaux dépassant ceux d'une installation moderne de turbine à vapeur.

Les nombreux brevets pris en vue de la limitation des variations dans la vitesse d'écoulement ne sont que des propositions d'amélioration à effet limité et ne sauraient déplacer d'une façon appréciable la bande de rendement.

D. — Les solutions de Nernst.

1. *Etude des propositions de Nernst.*

Recherchant de nouvelles solutions toujours en vue d'une amélioration de rendement, le professeur Nernst a proposé, il y a une trentaine d'années, deux solutions qui méritent une attention particulière. Théoriquement, elles sont très supérieures à tous les procédés examinés jusqu'à présent ; leur exécution pratique reste malheureusement impossible jusqu'à nouvel ordre, des matériaux suffisamment résistants faisant défaut. Malgré cela, les propositions méritent une attention particulière, parce qu'elles pourraient permettre des combinaisons avantageuses.

Dans sa première solution, Nernst propose une solution analogue à celle proposée avant la sienne (1904) par un certain R. Rappoport et pour laquelle un brevet allemand fut accordé. Nernst propose de faire fonctionner la roue motrice de la turbine comme tourniquet et de s'en servir pour faire la compression préalable nécessaire.

Dans la description qu'il en donne, M. Stodola dit en se reportant au dessin schématique N° 39 :

« Le mélange explosif est introduit par aspiration à travers l'arbre creux en A, soit à l'état mélange, soit séparément pour le carburant et l'air et est comprimé en un seul étage dans les bras B de la roue. En D, juste avant l'orifice des tuyères d'expansion, un allumage est provoqué, soit automatiquement comme dans le Diesel, soit au moyen d'une étincelle électrique et les gaz sont détendus pendant leur sortir à l'ambiance.

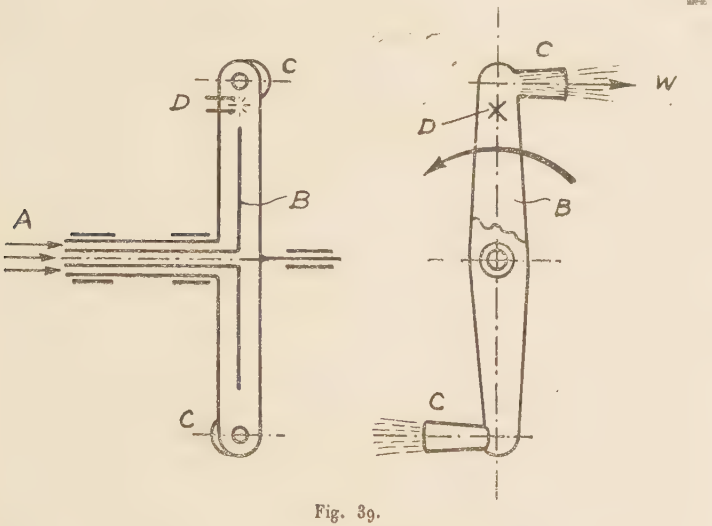


Fig. 39.

L'évolution correspond donc à une combustion à pression constante; seules des parois d'extension restreintes et faciles à refroidir sont exposées à des températures élevées et les aubages indispensables dans tous les autres systèmes et dont les bords sont toujours les parties fragiles des turbines à gaz sont complètement éliminés.

Si l'on considère cependant numériquement les évolutions, l'on trouve que des vitesses circonférentielles extrêmement élevées de l'ordre de 1.000 m./sec. sont nécessaires. En admettant à 85 p. 100 le rendement du générateur à gaz la récupération de la chaleur d'échappement dans la turbine à vapeur spéciale, les rendements globaux ressortent à 8,6, 15,6 et 24,5 p. 100 pour des vitesses circonférentielles de 200, 500 et 1.000 m./sec.

L'utilisation de l'énergie cinétique dans la turbine à réaction pure se heurte actuellement à des difficultés mécaniques insurmontables, sans parler des frottements de la roue qui obligeraient de la faire tourner dans le vide et conduiraient à l'installation d'un second compresseur destiné à éliminer les gaz de combustion. »

Tout ce que dit là M. Stodola est rigoureusement exact et on comprend aisément que la suppression des aubages l'ait séduit au point de négliger la récupération de l'énergie cinétique résiduelle à la sortie de la roue. Actuellement des matériaux supportant quelques 600 même 750 à 800° C. existent pour des températures constantes ou variables à longs intervalles et il n'est pas téméraire de chercher à tirer d'une turbine comme celle de Nernst le maximum. Pratiquement, les matériaux dont l'industrie dispose se prêteraient à une roue à turbine Nernst d'une vitesse circonférentielle de 400 m./sec. ; à la rigueur, on pourrait aller à 450 m. En suivant le calcul, on s'aperçoit que la vitesse d'écoulement à travers la tuyère pour une température de combustion de l'ordre de 1.200° C. est de l'ordre de 900 m./sec. de sorte que 500 m./sec. ou la force vive correspondante $m \frac{V^2}{2g}$ reste stérile et est tout au plus retransformée en chaleur complémentaire à l'échappement. Cette énergie cinétique peut être récupérée mécaniquement avec un rendement assez bon environ 68 à 70 p. 100. Bien entendu, il faut tenir compte du rendement de la tuyère pour la totalité de l'énergie cinétique disponible à la détente, mais ce rendement est très élevé et pourrait atteindre pour des tuyères bien constituées près de 93 à 94 p. 100. La compression elle-même a lieu avec un rendement très voisin de l'unité, pour peu que les vitesses à l'intérieur de la centrifuge soient faibles, or, cela est possible, aucune transformation d'énergie dans un diffuseur n'étant nécessaire.

Numériquement et sans tenir compte de la récupération de l'énergie cinétique à la sortie, le fonctionnement de la roue de Nernst répond aux conditions suivantes :

La compression pratiquement adiabatique et tendant plutôt à amélioration par le refroidissement intensif de la roue tournant dans l'ambiance relativement plus froide exige :

$$\mathfrak{C}_c = \frac{u^2}{2g} \text{ par kg. de fluide}$$

l'accélération périphérique à la valeur u

$$\mathfrak{C}_a = \frac{u^2}{2g}.$$

A $\frac{u_2}{2g}$ correspond une augmentation adiabatique de température qui est de 80° pour 400 m./sec. Le travail théoriquement disponible net est de :

$$\mathfrak{C}_o = \frac{wu}{g} - \frac{u^2}{g} \text{ par kg.}$$

si w est la vitesse d'écoulement, ou encore :

$$\mathfrak{C}_a = \frac{u(w-u)}{g},$$

mais il reste un résidu cinétique de :

$$\mathfrak{C}_{cin} = \frac{(w-u)^2}{2g},$$

Si l'on procède à cette récupération, on arrive à un rendement qui pour $T_3 = 1250°$ abs. admis à dessein très bas, η tuyère 0,94 et η roue = 0,7 est de plus de 17 p. 100.

Avec 450 m./sec., on atteindrait un peu plus de 20 p. 100. Malgré tout, cette solution n'est pas suffisante pour les constructeurs sérieux. Nous verrons par la suite par quels moyens on peut arriver à une amélioration substantielle.

Auparavant cependant, il y a lieu d'examiner la deuxième proposition de Nernst qui, bien que plus compliquée, est extrêmement tentante.

Dans sa deuxième solution, Nernst propose de faire tourner un tube coudé en U à un nombre de tours élevé et de procéder à l'explosion à l'extrémité de la première branche. Son appareil est indiqué schématiquement à la figure 40.

La compression du mélange a lieu dans la branche AB et l'explosion en B, entre C et D il y a détente, mais incomplète et en D l'air encore comprimé, moins qu'en C il est vrai, est disponible pour fournir du travail mécanique dans un moteur à piston ou une turbine.

Si l'on désigne par i_1, i_2, etc., les chaleurs totales du gaz en 1 (A) 2 (B), etc., par Q_1 la chaleur introduite par l'explosion en B, si enfin l'on tient compte que les mêmes quantités passent dans

'es deux branches et que les pressions exercées par les parois s'équilibrent, on obtient :

$$i_1 + A\frac{u_2}{2g} = i_2$$

pour une évolution adiabatique de 1 à 2.

$$i_3 = i_2 + Q_1$$

$$i_3 - A\frac{u_2}{2g} = i_4$$

et $i = c_p \Delta T$ donne :

$$c_p\,(T_2 - T_1) = A\,\frac{u_2}{2g}\quad C_p\,(T_3 - T_2) = Q_1$$

$$c_p\,(T_3 - T_4) = A\,\frac{u_2}{2g}.$$

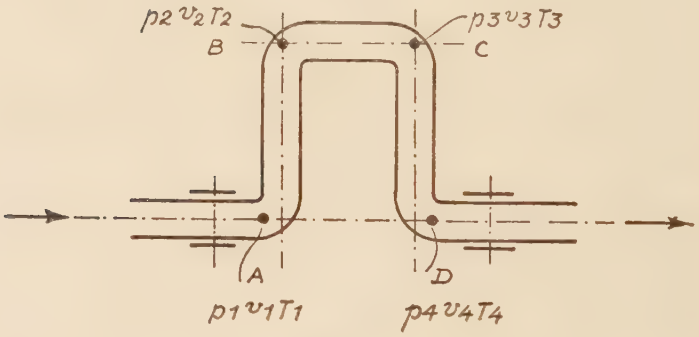


Fig. 4o.

L'énergie disponible après détente du gaz en D dans une tuyère est de $c_p\,(T_4 - T_5)$

et le rendement soit égal à $\frac{\text{énergie disponible}}{\text{chaleur introduite}}$

$$\eta_o = \frac{T_4 - T_5}{T_3 - T_2}$$

mais $\quad T_3 - T_4 = T_2 - T_1$ ou $T_4 = T_3 - T_2 + T_1$

d'où $\quad \eta = \dfrac{(T_3 - T_2) - (T_5 - T_1)}{T_3 - T_2} = 1 - \dfrac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2}$

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1}\,\frac{T_1}{T_2}$$

Enfin, la compression et la détente totale étant adiabatique il faut que :

$$\frac{T_5}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} \text{ ou } \frac{T_5}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

et

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\frac{T_5}{T_1} - 1} \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

ce qui signifie que le rendement est celui d'un moteur à combustion sous pression constante.

En principe, le procédé ne saurait donc donner d'avantages et il reste au-dessous des possibilités thermodynamiques de la machine à explosion.

Par contre, on pourrait être tenté de pousser très loin la compression, plus loin même que dans le Diesel et d'atteindre ainsi des rendements extrêmement élevés.

Malheureusement, les écueils sont les mêmes que pour la première solution : non seulement nous ne disposons pas de matériaux suffisamment résistants pour des vitesses de 1.000 m./sec. et plus qui seraient désirables, mais l'exécution technique est pratiquement impossible.

D'autres propositions ont été faites qui présentent un certain intérêt; notamment celle de Stauber qui part du même principe que la pompe Humphrey. La complication extrême de la machine n'a cependant pas permis d'aboutir à des résultats satisfaisants.

Une autre idée d'Esnault Pelterie cherche à faire osciller la masse gazeuse et à faire ainsi une précompression économique Cette idée mériterait peut-être d'être creusée.

2. *Amélioration du cycle de Nernst.*

La première solution de Nernst, décrite à dessein en détail, est extrêmement tentante. Plusieurs moyens peuvent être envisagés en vue d'en augmenter l'efficacité tout en restant dans les limites de ce qui est exécutable.

1° L'adjonction d'une première compression dans un compresseur du type classique;

b. L'échange de chaleur des gaz d'échappement;

c. Seule ou en combinaison avec *a.* et *b.* l'utilisation du résidu cinétique sur une roue à action marchant à contre sens.

Toutes ces alternatives, seules d'abord, puis en combinaison, méritent un examen approfondi. Des solutions pratiques ressortiront de leur examen attentif et il est à présumer que l'une ou l'autre de ces solutions prévaudront à l'avenir. Afin d'éclairer la question dans la mesure du possible, nous donnerons des exemples numériques. En principe, nous admettrons des engins d'une vitesse périphérique de 400 m./sec.; que dans certains cas, nous porterons à la limite accessible de 450 m./sec.

Prenons comme premier exemple le cas classique de Nernst, avec une précompression que nous ferons varier de 2 : 1 à 3 : 1 et 4 : 1. Pour tous ces cas, nous admettrons que le rendement de la ou des tuyères sera de 0,92 et celui de l'aubage auxiliaire de 0,68. Si l'on tient compte du fait que les vitesses d'écoulement à travers la tuyère ne varient que de 800 m./sec. limite inf. à 1.150 m./sec. pour de très fortes précompressions et des températures élevées, on s'aperçoit que pour $w = 800$ m., 2/3 de l'énergie active de la turbine sont obtenus par réactivité et 1/3 seulement sur la couronne auxiliaire. Dans ce cas, le rendement moyen de la partie active s'établit à environ :

$$\eta_{turb} = 0{,}92\,(0{,}66 + 0{,}68 \times 0{,}33) = 81{,}8 \text{ p. } 100.$$

Pour des vitesses d'écoulement de 1.300 m., 60 p. 100 sont obtenues par réactivité et 40 p. 100 par action et avec les mêmes coefficients on obtient :

$$\eta_{turb} = 0{,}92\,(0{,}6 + 0{,}68 \times 0{,}4) = 80 \text{ p. } 100.$$

Nous tablerons pour tous les calculs comparatifs sur ce dernier chiffre.

a. *Précompression adiabatique.* — Pour le compresseur, nous admettrons comme rendements à titre comparatif :

$$\eta_{cad} = 75 \text{ p. } 100 \quad \text{et} \quad \eta_{cad} = 80 \text{ p. } 100$$

le premier étant reconnu comme usuel et le second indiqué par certains constructeurs, mais sans qu'il ait pu être possible d'en vérifier l'exactitude.

Pour $u = 400$ m/sec. $c_p = 0{,}24$ $c_v = 0{,}17$

i_{c_1} = travail de la compression dans la roue Nernst = 19,2 cal/kg correspondant à une élévation adiabatique de température de 80°.

$i_{c_{11}}$ = travail de la compression adiabatique dans le compresseur auxiliaire de type classique.

Ces travaux exprimés en mesure calorifique :
Pour obtenir :

$\frac{p_2}{p_1}$ =	2	3	4	
i_{ad} théor.	15,1	25,5	33,7	
et ΔT_{ad}	63	106	140	T_2 théo. =

$300 + \Delta T_{ad}$, ΔT étant l'élévation de température adiabatique, en partant de 300° abs.

pour $\eta_{c_{11}} = 0{,}75$ $i_{c_{11}} = 20{,}1$ 34 44,7 cal/kg.
pour $\eta_{c_{11}} = 0{,}80$ $i_{c_{11}} = 18{,}9$ 32 42,2 cal/kg.

Mais en fin de compression, l'air (ou le mélange) sera à une température plus élevée que T_2 théorique, la plus grande partie de l'énergie mécanique introduite en trop étant transformée en chaleur. Approximativement, on peut évaluer cette température T'_2 pour les deux cas de $\eta_{c_{11}}$ à

T'_2 pour $\eta_{c_{11}} = 0{,}75 = 380$ 435 485
T'_2 pour $\eta_{c_{11}} = 0{,}80 = 375$ 425 470

et l'énergie totale dépensée pour la compression $i_c = i_{c_1} + i_{c_{11}}$ ressort pour les deux cas de η_{11} à

$\eta_{c_{11}} = 0{,}75$ $i_c = 39{,}3$ 53,2 63,9
$\eta_{c_{11}} = 0{,}80$ $i_c = 38{,}1$ 51,2 61,4

et la température en fin de compression totale ressort à

$\eta = 0{,}75$ $T''_2 = 460$ 515 565 abs.
$\eta = 0{,}80$ $T''_2 = 455$ 505 550 abs.

Mais ces températures ne correspondent plus à une évolution purement adiabatique. Pour la simplification, nous admettons comme température adiabatique en fin de compression $T_2 + 80°$.

L'erreur commise est négligeable et ne présente qu'au plus une amélioration du rendement du deuxième compresseur de l'ordre du pourcent.

On obtient alors comme valeur de repère T_c servant à un calcul rapide de l'énergie disponible à la détente.

Pour $\frac{p_2}{p_1}$	2	3	4
T_c	443	486	520 abs.

Le travail libéré à la détente est pour une température de combustion de $T_3 = 1250°$ abs., $1300°$, $1350°$ et $1400°$ abs. de :

$$i_{th}\ \text{turb.} = c_p\,(T_3 - T_4) = c_p\left(T_3 - \frac{T_1\,T_3}{T_c}\right)$$

et pour $T_1 = 300$.

T_4 devient :

	$\frac{p_2}{p_{11}}$	2	3	4
$T_3 =$	1250° abs.	845	773	722
	1300°	880	803	750
	1350°	915	833	778
	1400°	947	865	808

et i_{th} turb. :

$T_3 =$	1250° abs.	97,3	114,5	127
	1300°	101	119	132
	1350°	104,5	123,8	137,2
	1400°	109	128,5	142

avec η turb. $= 0{,}8$ i_t devient :

$T_3 =$	1250° abs.	77,8	91,5	101,6
	1300°	80,8	95,3	105,7
	1350°	83,5	99	109,8
	1400°	87,2	103	113,7

et l'énergie nette disponible $i_{eff} = i_t - i_c$

$\eta_{c_{11}} = 0{,}75$

$T_3 =$	1250° abs.	38,5	38,3	37,7
	1300°	41,5	42,1	41,8
	1350°	44,2	45,8	45,9
	1400°	47,9	40,8	49,8

$\eta_{c_{11}} = 0{,}8$.

$T_3 =$	1250° abs.	39,7	40,3	40,2
	1300°	42,7	44,1	44,3
	1350°	45,4	47,8	48,4
	1400°	49,1	51,8	52,3

Pour obtenir ces résultats, il fallait introduire $i_1 =$ chaleur nécessaire.

$$i_1 = (T_3 - T''_2)\,c_p.$$

$T_3 =$	1250° abs.	194,5	176,5	164,5
	1300°	206,5	188,5	176,5
$\eta_{c_{11}} = 0{,}75$	1350°	218,5	200,5	188,5
	1400°	230,5	212,5	200,5

$\eta_c = 0{,}80$	1250°	193,5	179	168
	1300°	205,5	191	180
	1350°	217,5	203	192
	1400°	229,5	215	204

et le rendement effectif de la turbine devient alors :

	η_{tot} 1° pour $\eta_{c_{11}} = 0{,}75$	$\eta_{tot} = \frac{i_{eff}}{i_1}$,		
$T_3 =$	1250°	19,9	21,8	23,0
	1300°	20,1	22,3	23,7
	1350°	20,3	22,8	24,4
	1400°	20,6	23,4	24,8

et si l'on réussit un compresseur de bonne qualité $\eta_{c_{11}} = 0{,}8$.

$T_3 =$	1250°	20,5	22,5	24,0
	1300°	20,7	23,1	24,7
	1350°	20,85	23,6	25,2
	1400°	21,0	24,1	25,7

Nous n'avons pas tenu compte des pertes de chaleur de l'enveloppe de la turbine et de plus, il faudrait encore introduire un rendement mécanique. Mais tout cela ne peut être dans ce cas seulement de l'ordre de 2 à 3 p. 100 de rendement de moins, soit une diminution de 1 point sur les rendements ci-dessus.

L'amélioration proposée est substantielle, bien qu'encore insuffisante. Si l'on allait à 450 m./sec. pour u et $\eta_{c\,11}$ 0,75, on obtiendrait les chiffres encore plus intéressants suivants :

$\frac{p_2}{p_1} = 3$	$T_3 = 1300°$ abs.
$i_{c1} = 24{,}0$	$\Delta T = 100°$
$i'_{c\,11} = 25{,}5$	$i_{c11} = 34$
$i_c = 58$	$T'_2 =$ env. 430
	$T''_2 = 530$
	$T_c = 503$
$T_4 = 775$	$i_{th} = 125$
$i_t = 101$	$i_{eff} = 101 - 58 = 43$
$i_1 = 184$	$\eta_{tot} = 23{,}4$ p. 100, soit une petite amélioration.

B. — Précompression isothermique.

Nous allons à présent examiner l'influence de la précompression isothermique sur le rendement du cycle de Nernst. Bien entendu, seule la précompression peut être conduite de cette façon et non la compression de la roue motrice.

Nous envisagerons les précompressions suivantes :

$$\frac{P_2}{P_1} = 2 \quad 4 \quad 6 \quad 8 \text{ et } 10.$$

des rendements isothermiques du compresseur de 0.65. 0.70 et 0,72 et enfin les températures de combustion de 1250, 1350 et 1450° abs.

Comme précédemment. nous admettrons le rendement de la deuxième compression à 100 p. 100. Pratiquement cela revient à admettre la vitesse circonférentielle de quelques 2-5 m. plus élevés que 400 m./sec.

Enfin, nous admettons que 80 p. 100 de l'énergie introduite dans le compresseur en excédant de la quantité théoriquement nécessaire se retrouvera en fin de la première compression sous forme d'élévation de température. T_1 admis à 300° abs.

$\frac{p_2}{p_1}$	=	2	4	6	8	10
i_{c1}	=	19.2	19.2 (comme précédemment)	19,2	19,2	19,2
$i_{c11}°$	=	13,6	27.4	35,4	41,0	43,4
$\eta = 0{,}65\ i_{c11}$	=	30,9	42,2	54,5	63,2	67,0
$\eta = 0{,}70$	=	19,4	39,1	50,7	58,6	62,2
$\eta = 0{,}72$	=	18,9	38, 0	49,2	57,0	60,4
$\eta = 0{,}65\ i_c$	=	40,1	61,4	73,7	82,4	86,2
$\eta = 0{,}70$	=	38,6	58,3	69,9	77,8	81,4
$\eta = 0{,}72$	=	38,1	57,2	68,4	76,1	79,6
T_2		324	350	363	373	380
		319	340	351	359	363
		317	336	346	353	357

En fin de compression totale, on aura ainsi :

$T_{2tot}\ \eta = 0{,}65$		404	430	443	453	460
—	0,70	399	430	431	439	443
—	0,72	397	416	426	433	437

Le calcul de la chute adiabatique de détente est un peu plus compliqué que précédemment. En se reportant à la figure 41. on voit que la compression préalable a abouti au point A' au lieu de A, mais est situé sur la même isobare.

On sait d'autre part que le point A est séparé de O de la valeur de ΔT_{ad} pour $T_1 = 300$; il est aisé de connaître la température théorique de départ de compression adiabatique correspondante,

car l'évolution adiabatique entre deux isobares satisfait à la condition :

$$\frac{T^{\circ}_2}{T^{\circ}_1} = \text{const.}$$

ou

$$\frac{T_0}{T'_2} = \frac{T_1}{T_{2\,ad}} \quad \text{et} \quad T_0 = T_1 \frac{T'_2}{T_{2\,ad}}$$

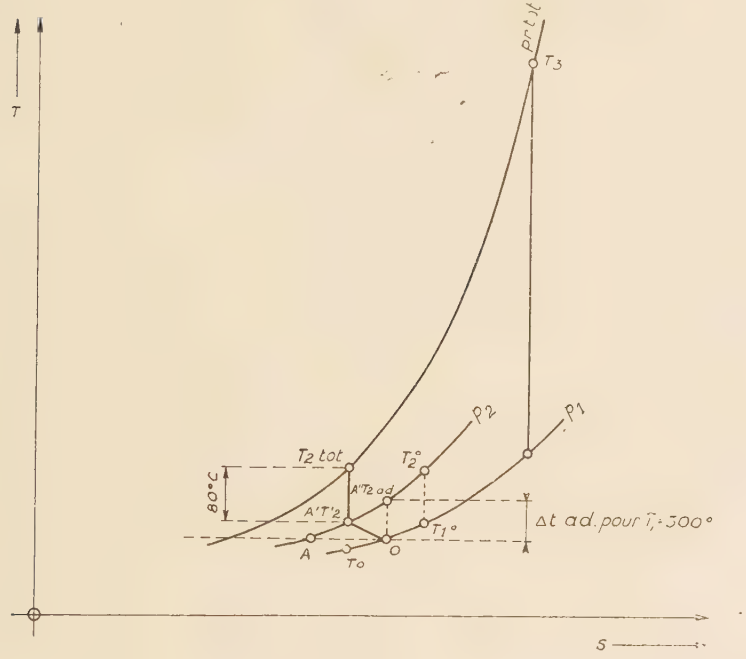


Fig. 41.

les valeurs de T'_2 ont été indiquées au chapitre 2 B et sont pour :

$\frac{p_2}{p_1}$	2	4	6	8	10
T'_2	363	440	493	535	570

et les valeurs T_0 deviennent pour les différentes valeurs de $\eta_{c\,II}$:

$\eta_{c\,II} =$ 0,65	268	239	221	209	200
0,70	264	232	214	201	191
0,72	262	229	211	198	188

La détente obéit forcément à la même loi des quotients des températures absolues de sorte que :

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_{2\ tot}}{T_0} \qquad T_4 = \frac{T_0}{T_2}\ T_3$$

T_3 sera admis aux trois valeurs 1250, 1350 et 1450° abs· pour $T_3 = 1250°$ abs. on obtient pour T_4 :

$\eta_{cII} =$	0,65	828	695	624	578	543
	0,70	817	691	622	572	538
	0,72	825	689	618	571	537

$T_3 = 1350.$

$\eta_{cII} =$	0,65	895	752	674	624	587
	0,70	894	746	671	618	582
	0,72	890	644	668	617	581

$T_3 = 1450.$

$\eta_{cII} =$	0,65	960	806	723	670	630
	0,70	959	802	720	654	624
	0,72	956	880	717	663	623

Les valeurs $T_3 - T_4$ deviennent :

$T_3 = 1250.$

$\eta_{cII} =$	0,65	422	555	626	672	707
	0,70	423	559	628	678	712
	0,72	425	561	632	679	713

$T_3 = 1350.$

$\eta_{cII} =$	0.65	455	598	676	726	763
	0,70	556	604	679	732	768
	0,72	460	606	682	734	769

$T_3 = 1450.$

$\eta_{cII} =$	0,65	490	644	727	780	820
	0,70	491	648	730	786	826
	0,72	494	650	733	787	827

et $i_t = (i_3 - i_4) \times 0{,}8$ pour $T_3 = 1250$:

$\eta_{cII} =$	0,65	81,0	106,5	120	129,0	135,5
	0,70	81,3	107,3	120,8	130,3	136,5
	0,72	81,5	107,5	121	130,5	136,8

$T_3 = 1350.$

	$\frac{p_2}{p_1}$	2	4	6	8	10
$\eta_{cII} =$	0,65	87,3	115	130,0	139,5	146,5
	0,70	88,0	116	130,8	140,7	147,5
	0,72	88,3	116,2	131,0	141,0	147,7

$T_3 = 1450.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	94,0	123,5	139,5	149,7	157,5
0,70	94,8	124,6	140,6	150,8	158,7
0,72	95,0	124,8	140,8	151,0	159,0

et $i_t - i_c$ donne i_{eff} :

$T_3 = 1250.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	40,9	45,1	46,3	46,6	49,3
0,70	42,7	49,0	50,9	52,5	55,1
0,72	43,4	50,3	52,6	54,5	57,2

$T_3 = 1350.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	47,2	53,6	59,3	59,1	60,3
0,70	49,4	57,7	60,9	62,9	66,1
0,72	50,2	59,0	62,6	65,0	68,1

$T_3 = 1450.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	53,9	62,1	65,8	67,3	71,3
0,70	56,2	66,3	70,7	73,0	77,3
0,72	56,9	67,6	72,4	75,0	79,4

La dépense de chaleur $i_1 = c_p (T_3 - T_2)$:

$T_3 = 1250.$

$\frac{p_2}{p_1}$	2	4	6	8	10
$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	203	196,5	194	191	189,5
0,70	204	199	196,5	194,5	194
0,72	204	200	198	196	194,5

$T_3 = 1350.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	227	221	218	215	215,5
0,70	228	223	221	219	218
0,72	228	224	222	220	219

$T_3 = 1450.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	251	243	241	239	237
0,70	252	247	244	235	241
0,72	252	248	246	236	235

Il est possible à présent de donner les rendements totaux :

$$\eta_{tot} = \frac{i_t - i_c}{i_1},$$

Pour $T_3 = 1250.$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	20,2	23,0	23,9	24,4	26,0
0,70	20,9	24,6	26,1	27,0	28,4
0,72	21,3	25,2	26,6	27,8	29,3

$T_3 = 1350$.

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	20,8	24,2	27,2	27,5	28,3
0,70	21,7	25,8	27,6	28,5	30,3
0,72	22,0	26,4	28,2	29,5	31,1

$T_3 = 1450$.

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$	21,5	25,5	27,3	28,1	30,0
0,70	22,3	26,9	29,0	31,1	32,3
0,72	22,6	27,3	29,4	31,8	33,8

Comme on le voit, le passage de la compression adiabatique à la compression isothermique n'apporte pas une amélioration bien importante, en raison du rendement sensiblement plus mauvais des compresseurs. Cette solution est néanmoins à retenir dès l'instant où l'on envisage une amélioration supplémentaire par récupération ou régénération.

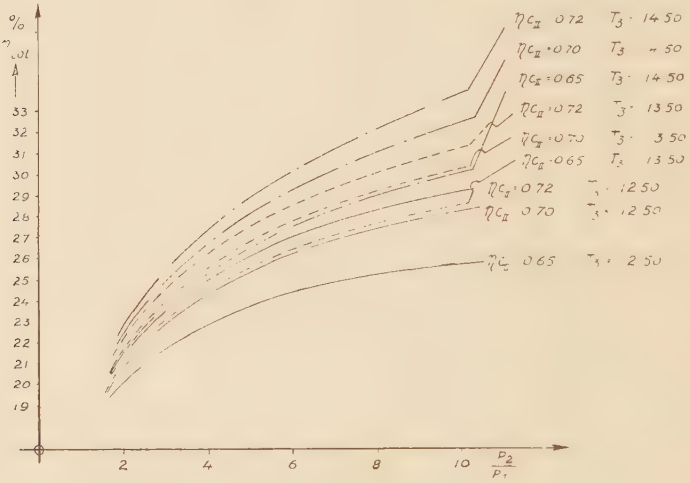


Fig. 42.
Rendements avec précompression isothermique.

Les résultats ci-dessus apparaissent encore plus clairement dans les graphiques (fig. 42).

Quoiqu'il en soit, le procédé étudié permet d'atteindre aisément 27-30 p. 100 de rendement et devient tentant pour l'industrie.

L'on peut faire encore sensiblement mieux en combinant le procédé avec une récupération judicieuse.

Avant d'étudier cette solution extrême, il y a lieu d'effleurer la combinaison roue Nernst — cycle à explosion. Le rendement qu'on pourrait attendre de ce dispositif serait sensiblement meilleur que celui à combustion sous pression constante. Malheureusement, les difficultés de réalisation technique sont presque insurmontables et de plus la vitesse d'écoulement variable influerait défavorablement sur le rendement de la partie turbine.

Bien que nous ayons consacré un long travail à cette solution, nous n'en donnerons pas les résultats, les possibilités d'application pratique étant par trop problématiques.

Une amélioration supplémentaire de 1 à 2 points pourrait encore être réalisée dans le dispositif de Nernst sur la partie turbine, en faisant tourner la roue à action (Laval) en contre sens, par rapport à la roue à réaction. La solution est intéressante, quand on adopte des précompressions importantes, mais les difficultés mécaniques sont un peu augmentées.

C. — Régénération et la récupération.

Si l'on part d'une précompression adiabatique et si l'on tient compte de l'élévation de température des gaz d'échappement par suite de la transformation en chaleur des pertes cinétiques, on s'aperçoit que les gaz d'échappement ne peuvent être utilisés à la régénération que dans une mesure relativement faible. Suivant la méthode adoptée, pour obtenir le mélange combustible, on pourra être forcé à ne pas dépasser une limite de température en fin de compression totale, ou au contraire la pousser aussi loin que possible tout en restant dans les limites compatibles avec les matériaux utilisés pour la roue Nernst.

Mais il restera toujours une queue de chaleur d'échappement, dont la température sera d'au moins la température en fin de compression totale, majorée d'une marge raisonnable pour l'échange. Cette marge sera voisine de 100° si l'on veut se limiter à de relativement faibles surfaces d'échange.

Nous admettrons que pour une machine travaillant par injection, l'on peut aller jusqu'à 550° C. et pour la machine à carburation à 300° C.

En fixant la marge d'échange à 100° et en ne reprenant qu'une seule série de valeurs, celle pour $\eta_{c\,11\,ad.} = 0{,}75$ on arrive alors

à des améliorations sensibles. Le calcul est un peu plus fastidieux que pour les évolutions précédentes, mais il vaut la peine d'être suivi.

Pour $\frac{p_2}{p_1}$		2	3	4	6	10
	$i_{c\,II}^{\circ}$	15,1	25,5	33,7	46,3	64,7
	$i_{e\,I}^{\circ}$	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2
$\eta_c = 0{,}75$	i_{cII}	20,1	34,0	44,7	61,8	86,3
et	i_{ctot}	39,3	53,2	63,9	81,0	105,5

Les évolutions des températures sont les suivantes :

Après compression préalable les températures théoriques seraient :

$T'_2{}^{\circ} = 363$ 406 440 493 570 abs.

en réalité elles sont de :

$T'_2 = 378$ 431 473 539 635 abs.

Après échange, nous admettrons la température portée au maximum à 550° C., soit 825° abs. et la température en fin de deuxième compression sera :

$$T_2 = 905° \text{ abs. comme cas limite.}$$

Il faudra évidemment vérifier par la suite, si les gaz de sortie sont suffisants pour obtenir ces résultats. On ne doit pas oublier que le réchauffage intermédiaire fait varier la compression finale et qu'il devient impossible de savoir d'avance quelle est la température des gaz d'échappement. Pour les facteurs de compression faibles, il n'y a pas de doutes que des réchauffages aussi importants soient possibles. Pour les compressions plus élevées, il faudra faire les calculs de température en température et choisir sur une courbe les points les plus intéressants.

Premier cas. — $\frac{p_2}{p_1} = 2$.

a) Après échange $T''_2 = 300° + 275 = 575$ abs. $T_2 = 655$, Chaleur inchangée $Q_e = (575 - 378) \times 0{,}24 = 47{,}5$. $Q_e = T''_2 - T'_2)\, c_p$.

$T_3 = 1250$ 1350 1450° abs.

Pour le calcul de T_4 on se reportera à la fig. 45.

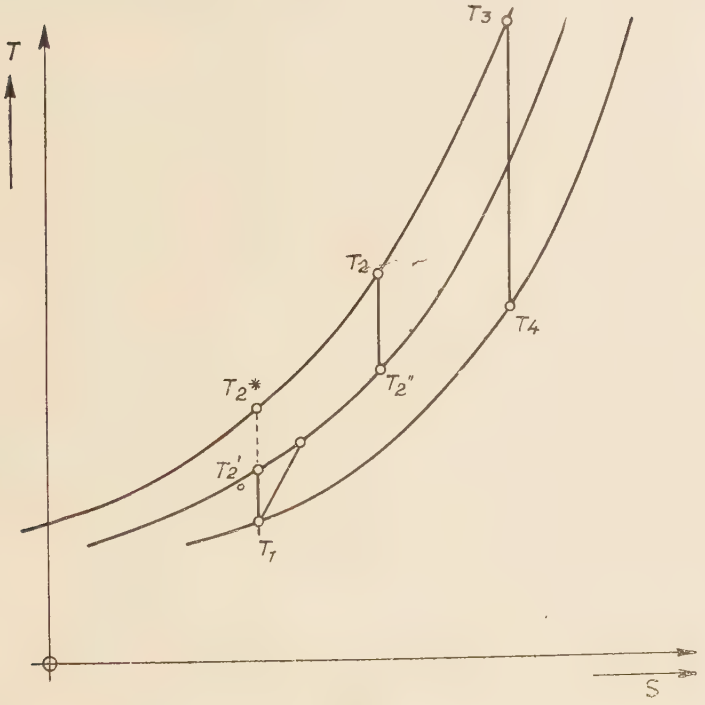


Fig. 43.

$$\frac{T_3}{T_4} \qquad \frac{T_2^*}{T_1}$$

$$\frac{T_2^*}{T'_{2_0}} - \frac{T_2}{T''_2} \qquad T_2^* = \frac{T'_{2_0} T_2}{T''_2} = 363 \frac{655}{575} = 413.$$

$$T_3 = T_4 \frac{413}{300} \qquad T_4 = T_3 \frac{300}{413}$$

Pour T_3 =	1250	1350	1450
T_4 =	906	978	1052
i_t théor. =	$346 \times 0{,}24$	$372 \times 0{,}24$	398×0.24
	83,0	89,3	95,5
$\eta = 0{,}8$	i_t = 66,3	74,2	79,3
	i_{tot} = 27,0	34,9	40,0
	Q_t = 143,0	167,0	191,0
	η_{tot} = 18,9	20,9	21,0

Ici le résultat est maigre, parce que l'augmentation de température abaisse la compression finale dans la roue Nernst;

b. Récupération poussée à 825° abs.

$$T_2^* = 363\ \frac{905}{825} = 399$$

$T_3 = \frac{300}{399}$	1250	1350	1450
=	937	1013	1088
$i_{t\,th}$	75,2	81,0	86,8
$\eta_t = 0{,}8\ i_t$	60,2	64,8	69,5
i_{tot}	20.9	25,5	30,2
Q_1	82,6	106,6	130,6
η_{tot}	25,3	24,0	23,1

Ce cas est typique. Pour $T_3 = 1250$, l'échange est très poussé la marge reste moins de 100°, même en tenant compte de l'augmentation de température due aux pertes cinétiques. Avec $T_3 = 1350$ et plus, le rendement baisse, l'échange étant poussé moins loin.

En tous les cas, il ressort qu'un engin marchant avec une si faible compression n'est pas rationnel.

En passant à $\frac{p_2}{p_1} = 3$, l'amélioration s'accentue.

Deuxième cas :

$$\frac{p_2}{p_1} = 3\ i_{c\,tot} = 53{,}2$$

a. Température après échange $T''_2 = 575°$ abs. $T_2 = 655°$ abs.

$T'_2{}^\circ = 406$ $T'_2 = 431$

$Q_c = (575 - 431) \times 0{,}24 = 144 \times 0{,}24 = 34{,}6$

$T_2^* = 406\ \frac{655}{575} = 462$

$T_4 = \frac{300}{462} \times$	1250	1350	1450
$T_4 =$	812	877	942
$i_{t\,th} = 438 \times 0{,}24$	$473 \times 0{,}24$	$508 \times 0{,}24$	
= 105	113,3	121,2	
$\eta_t = 0{,}8\ i_t$ =	84	91	97,5
i_{tot} =	30,8	37,8	44,3
Q_1 =	143	167	191
η_{tot} =	21,6	22,6	23,3

Il y a donc ici un gain de deux points par rapport au rendement de la même machine n'ayant qu'une précompression de 2;

b. En poussant la récupération à 800° abs. $T_2 = 880°$ abs.

$$T_2^* = 406 \frac{880}{800} = 447.$$

La marge d'échange est pour $T_3 = 1250°$ de 110° en tenant compte de la récupération des pertes cinétiques.

$T_4 = \frac{300}{447} \times$	1250	1350	1450
T_4	840	908	975
$i_{th} =$	98,3	106	114
$T_4 = \frac{300}{447} \times$	1250	1350	1450
$\eta_t = 0{,}8\ i_t =$	78,6	85,0	91,3
$i_{tot} =$	25,4	31,8	38,1
$Q_1 =$	88,7	112,7	136,7
$\eta_{tot} =$	28,6	28,2	27,8

L'amélioration dans ce cas de récupération poussée passe de 25 p. 100 à 28 p. 100 en allant de $\frac{p_2}{p_1} = 2$ à $\frac{p_2}{p_1} = 3$.

Troisième cas : $\frac{p_2}{p_1} = 4$. $i_{c\ tot} = 63{,}9$.

$T''_2 = 575$ $\quad T_2 = 655$ abs.
$T'_{20} = 440$ $\quad T'_2 = 480°$ abs.

$$T_2^* = 440 \frac{655}{575} = 502°.$$

$T_4 = \frac{300}{502}$	1250	1350	1450
T_4	749	809	868
$i_{t\ th}$	120	129,7	139,4
i_t	96	103,8	111,5
i_{tot}	32,1	39,9	47,6
Q_1	143	167	191
η_{tot}	22,5	23,9	24,9

et en poussant à 760° la précompression : $T_2 = 840°$ abs.

$$T_2^* = 440 \frac{840}{760} = 487° \text{ abs.}$$

$T_4 = \frac{300}{487} \times$	1250	1350	1450
$T_4 =$	772	833	895
$i_{t\ th}$	114,5	124	133,2
$\eta_t = 0{,}8\ i_t$	91,5	99,4	106,5
$i_{tot} =$	27,6	35,4	42,6
$Q_1 =$	98,5	122,5	145,5
$\eta_{tot} =$	28,1	28,3	29,1

Il n'y a plus guère d'amélioration par rapport à $\frac{p_2}{p_1} = 3$.

En passant à $\frac{p_2}{p_1} = 6$ $\quad i_{c\,tot} = 81{,}0$

$T''_2 = 575$ $\quad T_2 = 655$

$T'_{2o} = 493$ $\quad T'_2 = 540°$

Cet exemple ne présente plus d'intérêt, la récupération n'étant que de 35 p. 100. Mais en allant dans le sens de l'exemple précédent à 700° abs. $T_2 = 780°$.

T_2 devient $493 \frac{780}{700} = 550$.

$T_4 = \frac{300}{550}$	1250	1350	1450
T_4	682	735	790
$i_{t\,th}$ = ...	136,5	147,5	158,5
i_{tot} = ...	27,3	37,0	46,0
Q_1 = ...	113	137	161
η_{tot} = ...	24,2	27.0	28,7

Ainsi qu'on le voit, il ne sert à rien de pousser trop loin la compression adiabatique préalable, la limite des précompressions intéressantes est bien de l'ordre de

$$\frac{p_2}{p_1} = 4 \text{ à } 5.$$

Mais il n'est fait aucun usage de la chaleur des gaz d'échappement après réchauffage. Dans le cas que nous venons d'examiner, les gaz sortent de la turbine à $T_4^* = 682$, 735, 790° et $T'_4 = 800$, 850, 920° abs. en tenant compte du réchauffage par suite des pertes cinétiques et après récupération, les gaz sont encore à T''_4.

$$T''_4 = 640, 690, 760° \text{ abs.}$$

Nous verrons dans un chapitre suivant comment ces quantités de chaleur résiduelle peuvent être rendues utilisables.

Auparavant, l'effet de la régénération sera étudiée pour la compression préalable isothermique.

Nous prendrons les mêmes facteurs de compression que précédemment et également les températures de combustion de 1250°, 1350° et 1450° abs. Nous admettrons $\eta_{c_{is}}$ isoth. = 0,65 et 0,70 $\eta t = 0{,}8$. Nous examinerons également d'abord un préchauffage limité à 575° abs. ensuite un préchauffage poussé vers 700 à 800° abs. Ce dernier ne sera d'ailleurs possible que pour des précompressions faibles. Comme on pourra le voir,

cette solution ouvre la porte aux réalisations industrielles; des rendements jusqu'ici impossibles vont pouvoir être envisagés avec grandes chances de succès.

Premier cas : $\frac{p_2}{p_1} = 2$.

$\eta_{c_{II}} = 0{,}65$ $\quad i_{c\ tot} = 40{,}1$ $\quad T'_2 = 324$

$T'_{2_0} = 363$ $\quad T_2 = 404/400$

$\eta_{c_{II}} = 0{,}70$ $\quad i_{c\ tot} = 38{,}6$

Récupération à $T''_2 = 575$; $T_2 = 655$; $T_0 = T_1 \frac{T'_2}{T'_{2_0}}$:

η_c 0,65 $T_0 = \frac{300}{363} 324 = 268$

0,70 T_0 $\quad 264$

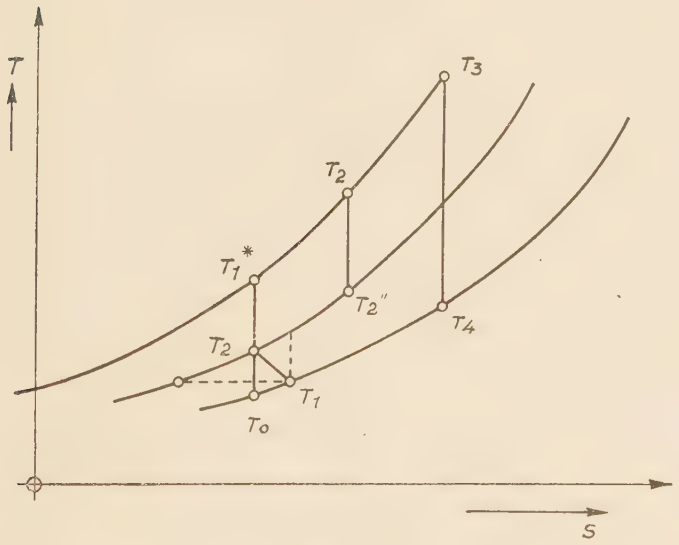


Fig. 44.

La figure 44 montre les relations dans cette évolution.

$T_2^* = \frac{T_2}{T''_2} \times T'_2$; $T_{2\ 0,65}^* = 369$; $T_{2\ 0,70}^* = 365$; $T_4 = T_3 \frac{T_0}{T_2^*}$:

$T_3 = \ldots\ldots\ldots\ldots$	1250	1350	1450
T_4 0,65 $\ldots\ldots\ldots\ldots$	908	982	1053
T_4 0,70 $\ldots\ldots\ldots\ldots$	905	977	1048
$i_{t\ th}$ 0,65 $\ldots\ldots\ldots\ldots$	82,0	88,2	95,2
$i_{t\ th}$ 0,70 $\ldots\ldots\ldots\ldots$	82,8	89,5	96,5

T_3 = ...	1250	1350	1450
η_t 0,8			
$i_{t\,tot}$ = 0,65	65,5	70,5	76,5
$i_{t\,tot}$ = 0,70	66,2	71,6	77,3
i_{tot} = 0,65	25,5	30,4	36,2
i_{tot} = 0,70	27,0	33,9	39,7
Q_1 = ...	143	167	191
η_{tot} = 0,65	17,85	18,2	19,0
η_{tot} = 0,70	18,9	20,3	20,7

Deuxième cas : $\frac{p_2}{p_1} = 4$,

$\eta = 0{,}65$ $i_{c\,tot}$ 61,4 $T_2' = 350$ $T_{2_0}' = 440$

$\eta = 0{,}70$ $i_{c\,tot}$ 58,3 $T_2 = 430/420$

Récupération à $T_2'' = 575$; $T_2 = 655$.

η_c { 0,65 $T_0 = \frac{300}{440} 850 = 239$; 0,70 233

T_2 0,65 = 399 $T_2{}^*$ 0,70 = 387

T_3 = ...	1250	1350	1450
T_4 0,65 = ...	750	810	870
T_4 0,70 = ...	753	813	873
$i_{t\,th}$ 0,65 = ...	120,0	129,5	137
$i_{t\,th}$ 0,70 = ...	119,0	128,7	136
η_t = 0,8 $i_{t\,tot}$ 0,65	95,9	103.6	109,7
$i_{t\,tot}$ 0,70	95,2	103,0	108,8
i_{tot} 0,65	34,5	42,2	48,3
i_{tot} 0,70	36,9	44,7	50,5
Q_1 = ...	143	167	191
η_{tot} = 0,65	24,2	25,4	25,3
η_{tot} = 0,70	25,8	26,8	26,4

En poussant pour $\frac{p_2}{p_1} = 2$ à 850°, les résultats deviennent très sensiblement meilleurs :

$T_2{}^*$ 0,65 = 930 $\frac{324}{850}$ = 353 $T_2{}^*$ 0,70 = 350

T_4 0,65 = ...	95,0	102,5	110,0
T_4 0,70 = ...	94,3	102,0	109,5
$i_{t\,th}$ 0,65 = ...	72,0	78,0	84,0
$i_{t\,th}$ 0,70 = ...	73,6	79,2	85,0
i_t 0,65 = ...	57,6	62,4	67,2
i_t 0,70 = ...	58,8	63,3	68,0
i_{tot} 0,65 = ...	17,5	22,3	27,1
i_{tot} 0,70 = ...	20,2	24,7	29,4
Q_1 = ...	76,7	100,7	124,7
η_{tot} 0,65 = ...	22,8	22,1	21,8
η_{tot} 0,70 = ...	26,4	24,5	23,7

En poussant pour $\frac{p_2}{p_1} = 4$ à 700° abs. la récupération les résultats deviennent en analogie avec $\frac{p_2}{p_1} = 2$:

$T_2^* \; 0{,}65 = 780 \; \frac{350}{700} = 390 \qquad T_2^* \; 0{,}70 = 380$

	1250	1350	1450
T_4 0,65	766	828	888
T_4 0,70	767	828	888
$i_{t\,th}$ 0,65	106,0	125,4	135
$i_{t\,th}$ 0,70	106,0	125,4	135
i_t 0,65	92,8	100,4	108
i_t 0,70	92,8	100,4	108
i_{tot} 0,65	31,4	39,0	46,6
i_{tot} 0,70	34,5	42,1	49,7
Q_1	113	137	161
η_{tot} 0,65	27,8	28,1	28,9
η_{tot} 0,70	30,5	30,7	30,9

Les marges pour les échanges sont encore très larges, de l'ordre de 150° pour les cas les plus poussés; on pourrait améliorer les rendements d'environ 3 points en poussant à un écart de 80 à 100° seulement.

Mais avant de voir les autres moyens dont on dispose pour augmenter l'efficacité de l'échange, il est intéressant de donner les chiffres correspondant pour les précompressions de $\frac{p_2}{p_1} = 6$ et 10.

$\frac{p_2}{p_1} = 6.$

$i_{c\,tot}$ 0,65 = 73,7 $\qquad T_2' = 363 \qquad T_{2o} = 493$

$i_{c\,tot}$ 0,70 = 69,9 $\qquad T_2' = 351$

T_0 0,65 = 221 $\qquad T_2^*$ 0,65 = 413

T_0 0,70 = 214 $\qquad T_2^*$ 0,70 = 400

	1250	1350	1450
T_3	668	722	776
T_4 0,65	665	718	772
T_4 0,70	140	151	162
$i_{t\,th}$ 0,65	140,5	151,6	162,6
$i_{t\,th}$ 0,70	112	121	130
i_t 0,65	112,4	121,5	130,5
i_t 0,70	38,3	47,3	56,3
i_{tot} 0,65	42,5	51,6	60.6
i_{tot} 0,70	143	167	191
Q_1	26,8	29,1	29,8
η_{tot} 0,65	29,8	30,9	31,8
η_{tot} 0,70			

$\frac{p_2}{p_1}$ = ...	10	T_2 = ...	655	
$i_{c\,tot}$ 0,65 = ...	86,2	T_2' = ...	380	
		T_{2o} = ...	570	
$i_{c\,tot}$ 0,70 = ...	81,4	T_2' = ...	363	
T_θ 0,65 = ...	200	T_2* 0,65 = ...	432	
T_θ 0,70 = ...	191	T_2* 0,70 = ...	413	
T_3 = ...	1250	1350	1450	
T_4 0,65 = ...	578	625	672	
T_4 0,70 = ...	578	624	672	
$i_{t\,th}$ 0,65 = ...	161	174	187	
$i_{t\,th}$ 0,70 = ...	161	174	187	
i_t 0,65 = ...	129	139	150	
i_t 0,70 = ...	129	139	150	
i_{tot} 0,65 = ...	48,8	52,8	63,8	
i_{tot} 0,70 = ...	47,6	57,5	68,6	
Q_1	143	167	191	
η_{tot} 0,65 = ...	30,6	31,6	33,5	
η_{tot} 0,70 = ...	33,3	34,5	36,0	

Ces résultats sont déjà très satisfaisants. Mais si l'on considère que les pertes cinétiques de la turbine sont de l'ordre de 120°, on voit qu'on pourrait pousser considérablement plus loin la récupération et on arriverait à des rendements globaux de 35 à 40 p. 100.

Si on prend pour $\frac{p_2}{p_1} = 6$, la température T_2 à 800° au lieu de 655, on aboutirait aux résultats suivants :

T_2* 0,65 403	T_2* 0,70	390	
T_4 0,65/0,70 = ...	683	738	793
$i_{t\,th}$ = ...	136	147	158
i_t = ...	109	118	127
i_{tot} 0,65 = ...	35,3	44,4	53,3
i_{tot} 0,70 = ...	40'1	49,1	58,1
Q_1 = ...	108	132	156
η_{tot} 0,65 = ...	32,8	33,6	34,2
η_{tot} 0,70 = ...	37,1	37,2	37,3

Le cas $T_3 = 1450$ permet de pousser la récupération à $T_2 = 900$

T_2* 0,65 ..... 400 T_2* 0,70 385

$T_4 = 802$ $i_{t\,th} = 156$ $i_t = 124{,}8$

i_{tot} 0,65 = ... 51,1 i_{tot} 0,70 = ... 54,9

Q_1 = 132

η_{tot} 0,65 = 38,8 p. 100, la marge d'échange reste de 100° env.

η_{tot} 0,70 = 41,7 p. 100.

Comme on le voit, ces résultats sont industriellement des plus intéressants. Même en n'arrivant qu'à 35 p. 100 le procédé rendrait des services inappréciables. Ce dernier résultat n'a cependant pu être obtenu qu'en poussant les échanges à des températures de plus de 550° C. La plupart des vapeurs d'huile brûleront à cette température et il faudrait injecter le combustible en fin de compression totale pour éviter cet inconvénient.

En ne poussant qu'à 300° C. environ, on peut utiliser les quantités de chaleur résiduelle pour vaporiser du pentane utilisé dans une roue auxiliaire. Des calculs préliminaires permettent d'admettre que la vapeur de pentane peut être mise en œuvre dans un système turbine semblable à celui des gaz. Le rendement thermodynamique s'établit également aux environs de 80 p. 100.

Si l'on fait usage de gaz de plus de 550° abs. il est aisé de produire de la vapeur de pression et température supérieures à la pression critique et un rendement thermique théorique possible de plus de 30 p. 100 est assuré. Avec le rendement de la turbine de 0,8 on arrive ainsi à une utilisation de la chaleur disponible de 25 p. 100 environ.

En prenant le cas $\frac{p_2}{p_1} = 4, T_3 = 1350°, T_2 = 655°, T_4 = 810 + 90 = 900°$ et après réchauffage des gaz de 350 à 575, il reste disponible : $T_4' = 900 - 225 = 675°$ abs.

Ces gaz peuvent être refroidis jusqu'à 375° abs. soit 300° de chute disponible. Ces 300° donnent 72 cal. dont 25 p. 100 = 18 cal. disponibles sur l'arbre de la turbine.

En ajoutant ces 18 cal. aux 42,2 ou 44,7 produites par les gaz *i* tot monte à 60,2 et 62,7 cal. pour Q_1 toujours 167 et les rendements deviennent 36,2 et 37,6 p. 100 pour : $T_3 = 1450°$ la récupération donne 21,6 cal. énergie ajoutées à 48,3 et 50,5 on obtient 69,9 et 72,1 cal.

$$\text{et } \eta = 36{,}7 \text{ et } 38 \text{ p. } 100.$$

Pour $\frac{p_2}{p_1} = 10$ $T_3 = 1450$ 13,0 cal. énergie et au total 76,8 et 82,4.

$$\eta_{tot} = 40{,}3 \text{ et } 43{,}2 \text{ p. } 100.$$

Avec $\eta = 40$ p. 100 et un rendement de génération de gaz pauvre de 0,87, on arriverait à un rendement économique partant de charbon de coke de $\eta\, e = 35$ p. 100 donc au moins 1/3 de mieux que dans les grandes centrales électriques ultra-modernes.

Le même mode de récupération est évidemment applicable aux machines à compression adiabatique, mais les rendements restent en dessous de ceux obtenus avec compression préalable isothermique.

Il reste à noter que les températures de combustion ont été maintenues à des valeurs extrêmement basses, moins de 1200° C. pour les exemples les plus poussés. Il est difficile à dire si la combustion sera aisée avec des mélanges aussi pauvres. Malgré tout, l'injection après compression totale, bien que présentant des difficultés de réalisation, reste possible. Des artifices chimiques faciliteront ces combustions délicates.

Les températures de 1200° C. et plus peuvent effrayer à première vue. Elles sont cependant d'un ordre compatible avec les matériaux existants. D'ailleurs seules les tuyères ou plus exactement la couronne de réaction et encore seulement dans sa pellicule intérieure, sont soumises à ces températures. Les parties extérieures sont en contact — et à des vitesses considérables — avec les températures d'après détente et les matières de ces pièces les plus délicates n'auraient à supporter que des températures moyennes de l'ordre de moins de 700° C., grâce à un échange de chaleur extrêmement efficace.

Évidemment, ces métaux doivent être strictement inoxydables, même à des températures élevées. Certains aciers (alliages chromés, vanadium, tungstène) répondent à ces conditions et restent, bien que difficilement, usinables. Les matières encore plus résistantes, stellites et autres, devront être examinées en vue de leur utilisation.

CONCLUSION.

Une étude serrée, bien que quelque peu grossière, en vue de la facilité de la compréhension, permet d'affirmer que le dernier mot en ce qui concerne l'utilisation des hydrocarbures, soit comme véhicules d'énergie, soit comme combustible interne, est loin d'être dit. Des solutions pour la réalisation pratique de la turbine à gaz sont développées. Des méthodes nouvelles pour l'amélioration massive du rendement des moteurs à pistons (auto, aviation) sont indiquées.

Puissent-elles inspirer les réalisateurs et les chercheurs et ainsi contribuer à trouver une solution raisonnable au problème angoissant de l'approvisionnement en combustibles liquides dont la consommation toujours croissante pose de graves questions d'économie nationale. L'économie dans l'emploi de ces précieuses matières s'imposera de plus en plus, les gisements mondiaux connus et supposés étant loin d'être inépuisables.

Vu et approuvé :

Strasbourg, le 4 juin 1938.

Le Doyen de la Faculté des Sciences,
A. DANJON.

Vu et permis d'imprimer :

Strasbourg, le 10 juin 1938.

Le Recteur de l'Académie,
Président du Conseil de l'Université,
J. DRESCH.

Imprimerie Nationale. — J. 105-38.